

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Šneková převodovka s pojistnou lamelovou
spojkou

Worm Gearbox with a Multiple Disk Overload
Release Clutch

Student:

Jan Bardoň

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Bardoň**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Šneková převodovka s pojistnou lamelovou spojkou**
Worm Gearbox with a Multiple Disk Overload Release Clutch

Zásady pro vypracování:

Navrhnete a konstrukčně zpracujete šnekovou převodovku s pojistnou lamelovou spojkou. Převodovka slouží k pohonu otáčecího zařízení. Spojka je zabudovaná do šnekového kola.

Pohon brzdovým elektromotorem $P = 7,5 \text{ kW}$, $n = 1455 \text{ 1/min}$.

Výstupní otáčky převodovky $n = 36 \text{ 1/min}$.

Životnost 25000 h.

Potřebný výstupní krouticí moment 1100 Nm.

Spojka bude nastavena na 1320 Nm.

Zpráva bude obsahovat:

- výpočet šnekového převodu (Inventor 2010)
- výpočet lamelové spojky včetně přitlačné pružiny
- výpočet všech dalších namáhaných součástí.

Výkresová dokumentace - sestava převodovky

- výrobní výkres šnekového kola.

Seznam doporučené odborné literatury:

REMTA – KUPKA *Jeřáby I. díl* SNTL Praha, 1956.

LEINVEBER - VÁVRA *Strojnické tabulky* Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. ISBN 80-7361-033-7.

Katalog ložisek SKF.

Firemní literatura.

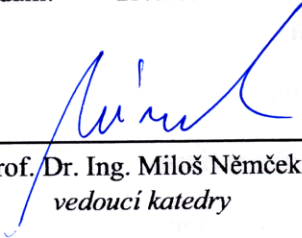
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.**


Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školního představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Bardoň

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Ropice 165/ PSČ 739 61

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BARDONĚ, J. *Šneková převodovka s pojistnou lamelovou spojkou* : bakalářská práce. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 43 s. Vedoucí práce: Hrudíčková, M.

Bakalářská práce se zabývá návrhem šnekové převodovky s pojistnou lamelovou spojkou. V úvodu jsou shrnuty vstupní parametry, a také předpoklady, které v zadání nebyly přesně specifikovány, jak rovněž stručný postup návrhu. Teoretická část bakalářské práce se zabývá tematikou šnekových převodů a konstrukci šnekových převodovek. V praktické části je proveden návrh šnekové převodovky včetně výpočtů jednotlivých částí a mechanismů jako: šnekové ozubení a pojistná lamelová spojka. V závěru je stručné hodnocení návrhu. Výrobní výkres šnekového kola a sestavný výkres převodovky včetně seznamu položek je doložen v příloze bakalářské práce. Zde jsou rovněž umístěny další doplňující výpočty.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

BARDONĚ, J. *Worm Gearbox with a Multiple Disk Overload Release Clutch* : Bachelor Thesis. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2011, 43 p. Thesis head: Hrudíčková, M.

Bachelor thesis is dealing with design of worm gearbox with a multiple disk overload release clutch. The introduction sums up input parameters and also specifies prerequisites which aren't exactly specified in assignment. There is also concise procedure of design. The theoretical section of bachelor thesis deals with theme of worm gears and construction of worm gearboxes. In practical section there is provided design of worm gearbox including calculations of separate components and mechanisms as a worm gear and multiple disk overload release clutch. At the end there is concise assessment of design. Production drawing of worm wheel and general assembly drawing including list of components are located in enclosure of the bachelor thesis. There are located also other additional calculations.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	8
0 Úvod.....	12
1 Obecné poznámky k šnekovým soukolím a šnekovým převodovkám.....	13
1.1 Zařazení šnekových soukolí do převodových mechanismů.....	13
1.2 Šneková soukolí.....	14
1.3 Poznámky k návrhu šnekových převodovek.....	17
2 Vlastní návrh převodovky.....	19
2.1 Konstrukční řešení převodovky.....	19
2.2 Návrh šnekového ozubení.....	22
2.2.1 Vstupní parametry pro výpočet šnekového soukolí.....	22
2.2.2 Výstupní hodnoty z programu Autodesk Inventor:.....	24
2.2.3 Výpočet účinnosti šnekového soukolí (dle DIN 3996).....	25
2.2.4 Kontrola převodovky na oteplení.....	26
2.2.5 Volba převodového oleje.....	28
2.3 Výpočet třecí lamelové spojky.....	28
2.3.1 Výpočet přítláčné síly.....	28
2.3.2 Návrh pružin.....	29
2.3.3 Kontrola tlaku ve stykových plochách lamel.....	30
2.3.4 Kontrola otlačení výstupků lamel.....	31
2.3.5 Kontrola otlačení pera náboje spojky.....	32
2.3.6 Pevnostní kontrola předepjatého šroubu spojky.....	33
2.3.7 Pevnostní kontrola kolíků spojky.....	36
2.4 Deformační kontrola hřídele šneku.....	38
3 Závěr.....	40
4 Seznam použité literatury, webových stránek a software.....	41
5 Seznam příloh.....	43

Seznam použitých značek a symbolů

Pozn.: S ohledem na rozsah práce a s tím související velký počet použitých symbolů, nejsou zde uvedeny symboly zahrnuté v přílohách.

a_w, a [mm]	Pracovní osová vzdálenost soukolí, délka díry pro kolík ve věnci šnekového kola
b_1, b_2, b_{2h}, b [mm]	Délka šneku, šířka věnce šnekového kola, účinná šířka šnekového kola, šířka pera i délka díry pro kolík v nosném kotouči
c [mm]	Délka díry pro kolík v plášti spojky
$c, c_s, c_{př}$ [Nmm ⁻¹]	Tuhost pružiny, šroubu, přírub
c_i, c_v [-]	Součinitel počtu stykových ploch, součinitel rychlosti
d_1, d_{a1}, d_d, d_k [mm]	Roztečný průměr šneku, průměr hlavové kružnice šneku, průměr otvoru pro šroub, průměr kolíku,
$d_{M10}, d_{2M10}, d_{3M10}, d_r, d_R, d_t$ [mm]	Rozměr šroubu M10, střední průměr šroubu M10, malý průměr šroubu M10, průměr roztečné kružnice kolíkových spojů, průměr hřídele v místě pera, průměr trnu
$f, f_{max}, f_{min}, f_z, f_m, f_{zT}, f_{zm}$ [-]	Součinitel tření, max. součinitel tření, min součinitel tření, součinitel tření na závitu, součinitel tření pod maticí, základní součinitel tření pro zkušební normalizované referenční soukolí, střední součinitel tření na šnekovém soukolí
h [mm]	Výška pera
h^* [-]	Součinitel tloušťky mazací vrstvy
i, i_{M10} [-]	Počet stykových ploch, počet šroubů M10
j [-]	Počet pružin
k [Wm ⁻² K ⁻¹]	Součinitel prostupu tepla
$k_{sš}$ [-]	Statická bezpečnost šroubu
l_d, l_m, l_v, l_p [mm]	Délka hladkého otvoru pro šroub M10, délka matice ČSN 02 1401, délka zašroubování do víka, tloušťka podložky ISO 7089-10
m, m_n, m_x, m_{x1} [mm]	Modul, normální modul, osový modul, osový modul šneku
n, n_1, n_2, n_2' [min ⁻¹]	Otáčky, otáčky motoru, skutečné výstupní otáčky, požadované výstupní otáčky

$n_{EV}, n_{EL}, n_{IV}, n_{IL} [-]$	Počet výstupků vnější lamely, počet vnějších lamel (stykových ploch), počet výstupků vnitřní lamely, počet vnitřních lamel (stykových ploch)
$p_a, p_b, p_c, p_{dov}, p_{dovL}, p_{dovO} [MPa]$	Otlačení otvorů šnekového věnce, otlačení otvorů nosného kotouče, otlačení otvorů pláště spojky, dovolený tlak, dovolený tlak pro kolíkový spoj a otvor z litiny, dovolený tlak pro kolíkový spoj a otvor z oceli 11 523
$p_E, p_I, p_P, p_{d1}, p_{d2}, p_0 [MPa]$	Tlak v drážkách pláště spojky, tlak v drážkách náboje spojky, tlak v drážce pera, dovolený tlak v drážkách pláště spojky a v drážkách náboje spojky, dovolený tlak pro ocelový náboj, dovolený tlak za ideálních podmínek
$p_s [N^{-1}mm]$	Poddajnost šroubu
$q [mm]$	Součinitel průměru šneku
$s_{max}, s_{min}, s [mm]$	Maximální, minimální stlačení pružiny, rozměr klíče
$t_0, t_{MAX} [^{\circ}C]$	Teplota okolního vzduchu, max. teplota oleje
$t, t_1 [mm]$	Tloušťka lamely i hloubka drážky pera v hřídeli, hloubka drážky pera v náboji
$u, u_{12}, u_{12}' [-]$	Převodový poměr, skutečný převodový poměr, požadovaný převodový poměr
$v, v_k, v_{stř} [ms^{-1}]$	Rychlost, kluzná rychlost, obvodová rychlost na středním poloměru
$x_1, x_2 [mm]$	Korekce šneku a šnekového kola
$y, y_{zk} [mm]$	Průhyb šneku, deformace vyvolaná zkušební silou
$z [mm]$	Zkosení kolíku
$z_1, z_2, z_2' [-]$	Počet zubů šneku, počet zubů šnekového kola, skutečný počet zubů šnekového kola
$D, D_1, D_2 [mm]$	Průměr hřídele motoru, vnější průměr lamel, vnitřní průměr lamel
$D_{EA}, D_{EB}, D_{ES}, D_{IA}, D_{IB}, D_{IS}, D_P [mm]$	Velký, malý, střední průměr výstupků vnější a vnitřní lamely, průměr pouzdra
$E [mm]$	Délka výstupního hřídele motoru
$E_s [MPa]$	Modul pružnosti v tahu pro materiál šroubu - ocel
$F [mm]$	Šířka pera výstupního hřídele motoru
$F, F_a, F_{a2}, F_{a2MAX} [N]$	Síla, axiální síla, axiální síla šnekového kola, maximální axiální síla šnekového kola,

$F_k, F_n, F_0, F_{přmin}, F_{šmax}$ [N]	Síla působící na jeden kolík, normální síla v ozubení i maximální dovolené
F_{max}, F_{min} [N]	zatížení pružiny, osová síla ve šroubu, minimální síla v přírubách, maximální osová síla ve šroubu
F_r, F_{r2}, F_{r2MAX} [N]	Maximální, minimální přítláčná síla pro přenos krouticího momentu
F_t, F_{t2}, F_{t2MAX} [N]	Radiální síla, radiální síla šnekového kola, maximální radiální síla šnekového kola
F_{zk}, F_{zmax} [N]	Tečná síla, Tečná síla šnekového kola, maximální tečná síla šnekového kola
G, GD [mm]	Zkušební síla, maximální zatížení pružinami působící na jeden šroub
G_{max}, G_{min} [N]	Rozměr drážky pro pero ve výstupním hřídeli motoru, výška pera výstupního hřídele motoru
H_E, H_I [mm]	Maximální, minimální síla v pružině
K_A, K_{AS} [-]	Výška výstupků vnější a vnitřní lamely
L_{hC}, L_h [h]	Dynamický součinitel, součinitel max. přetížení
$L_0, L_n, L_{max}, L_{min}$ [mm]	Požadovaná životnost, životnost pro rovnoměrně rozložený počet otáček v obou směrech
$M_{k1}, M_{k1MAX}, M_{k2}, M_{k2MAX}$ [Nmm, Nm]	Délka nezatížené pružiny, délka pružiny při maximálním dovoleném stlačení, délka pružiny při minimálním provozním zatížení, délka pružiny při maximálním provozním zatížení
$M_{o1max}, M_{tm}, M_{tz}$ [Nmm]	Krouticí moment na vstupním hřídeli, maximální krouticí moment na vstupním hřídeli, požadovaný výstupní krouticí moment, maximální přetížení spojky,
M [mm]	Maximální ohybový moment působící na hřídel šneku způsobený vyosením axiální síly, moment tření pod maticí, moment tření na závitě
N [mm]	Roztečný průměr šroubů příruby motoru
N_{rev} [-]	Průměr osazení příruby motoru
P, P_{hM10} [mm]	Předpokládaný počet reverzací
P, P_m, P_1, P_Z, P_{EL} [kW]	Velký průměr příruby motoru, stoupání závitu M10
$Q_{SKŘ}$ [kW]	Výkon, výkon motoru, potřebný výkon na šneku, ztrátový výkon, potřebný výkon elektromotoru
	Tepelný výkon skříně převodovky

R_A, R_{A1} [μm]	Drsnost povrchu, drsnost šneku
RA [mm]	Délka závitu v přírubě motoru
$R_{e\dot{s}}$ [mm]	Mez kluzu v tahu materiálu šroubu
R_{SN}, R_{SZ} [mm]	Střední třecí poloměr pro nezaběhnuté, zaběhnuté třecí spojky
S_H, S_F [-]	Bezpečnost v dotyku, ohybu
$S, S_S, S_{\dot{z}}$ [m^2]	Plocha, plocha stěn, plocha žeber
T [Nm]	Svěrný moment
T [mm]	Délka osazení příruby motoru
$Y_A, Y_G, Y_R, Y_S, Y_W, Y_X$ [-]	Součinitel počtu reverzací, geometrie, drsnosti šneku, velikosti, materiálu, velikosti
ZxS [mm]	Počet a rozměr šroubu v přírubě motoru
Z_L, Z_V [-]	Součinitel maziva, součinitel rychlosti
$\alpha, \alpha_n, \alpha_x$ [$^\circ$]	Úhel profilu závitu šneku i závitu šroubu M10, normální úhel profilu závitu šneku, osový úhel profilu závitu šneku
γ [$^\circ$]	Úhel stoupání šroubovice šneku
$\eta, \eta_{BR}, \eta_L, \eta_Z$ [-]	Účinnost, účinnost broděním, účinnost ložisek, účinnost ozubení
v_{olej40} [mm^2s^{-1}]	Kinematická viskozita oleje při 40° C
$\sigma_{\dot{s}}, \sigma_{red\dot{s}}$ [MPa]	Napětí ve šroubu, Redukované napětí ve šroubu
$T, T_{dov}, T_{\dot{s}}$ [MPa]	Napětí ve stříhu, dovolené namáhání ve stříhu, napětí v krutu ve šroubu
ϕ [-]	Relativní funkční počet drážek
ϕ' [$^\circ$]	Redukovaný třecí úhel
ψ_{M10} [$^\circ$]	Úhel stoupání závitu M10
ψ [-]	Součinitel těsnosti spoje
Δu [%]	Nepřesnost převodového poměru
Δl [mm]	Prodloužení
$\Delta F_{\dot{s}}, \Delta F_{p\dot{t}}$ [N]	Změna sil ve spoji vlivem zatížení
Σ [$^\circ$]	Úhel os hřídelů

0 Úvod

Úkolem zadané práce je návrh šnekové převodovky. V kole šnekového kola bude zabudovaná pojistná lamelová spojka, která bude chránit hnací stroj – elektromotor, hnáný stroj – otáčecí zařízení, jak rovněž samotnou převodovku proti přetížení a bude tak moci předcházet haváriím a nežádaným odstávkám zařízení, která jsou spojená s vysokými finančními ztrátami. V zadání práce byly uvedeny tyto podmínky provozu:

- parametry motoru: $P_m = 1,5 kW$
 $n_1 = 455 \text{ min}^{-1}$
 $n_2' = 16 \text{ min}^{-1}$
- požadovaná životnost zařízení: $L_{hC} = 15000 h$
- požadovaný výstupní krouticí moment: $M_{k2} = 100 Nm$
- maximální přetížení spojky: $M_{k2\max} = 320 Nm$

Protože některé podmínky provozu nebyly v zadání specifikovány, bylo zavedeno několik vlastních předpokladů. Předpokládá se, že zařízení bude pracovat ve výrobní hale, kde teplota okolního vzduchu bude přibližně $t_o = 20^\circ C$. Dále byla určena vodorovná poloha výstupního hřídele. Předpokládá se, že počet otáček výstupního hřídele bude rovnoměrně rozložen, tzn., že polovina doby životnosti, tj. 12 500 pracovních hodin bude se otáčecí zařízení otáčet v jednom směru, a druhou polovinu doby životnosti se otáčecí zařízení bude otáčet v druhém směru.

Při návrhu bylo postupováno tak, že nejprve pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2010 bylo navrženo šnekové soukolí. Dále byl proveden návrh pojistné lamelové. Vzniklý strojní celek byl doplněn o hřídele uložené ve valivých ložiskách a opatřen dvoudílnou litinovou skříní, která se montuje k hnanému stroji pomocí devíti šroubů M20. Přírubový brzdový elektromotor bude montován přímo na přírubu převodovky a díky zabudované brzdě bude schopen okamžitě po vypnutí zastavit celé zařízení během velmi krátké doby, což je velmi důležité zejména v krizových momentech kdy se jedná o zdraví a lidské životy. Hřídel motoru bude vložen do otvoru šnekového hřídele, přičemž krouticí moment bude zde přenášen pomocí těsného pera bez použití spojky.

1 Obecné poznámky k šnekovým soukolím a šnekovým převodovkám

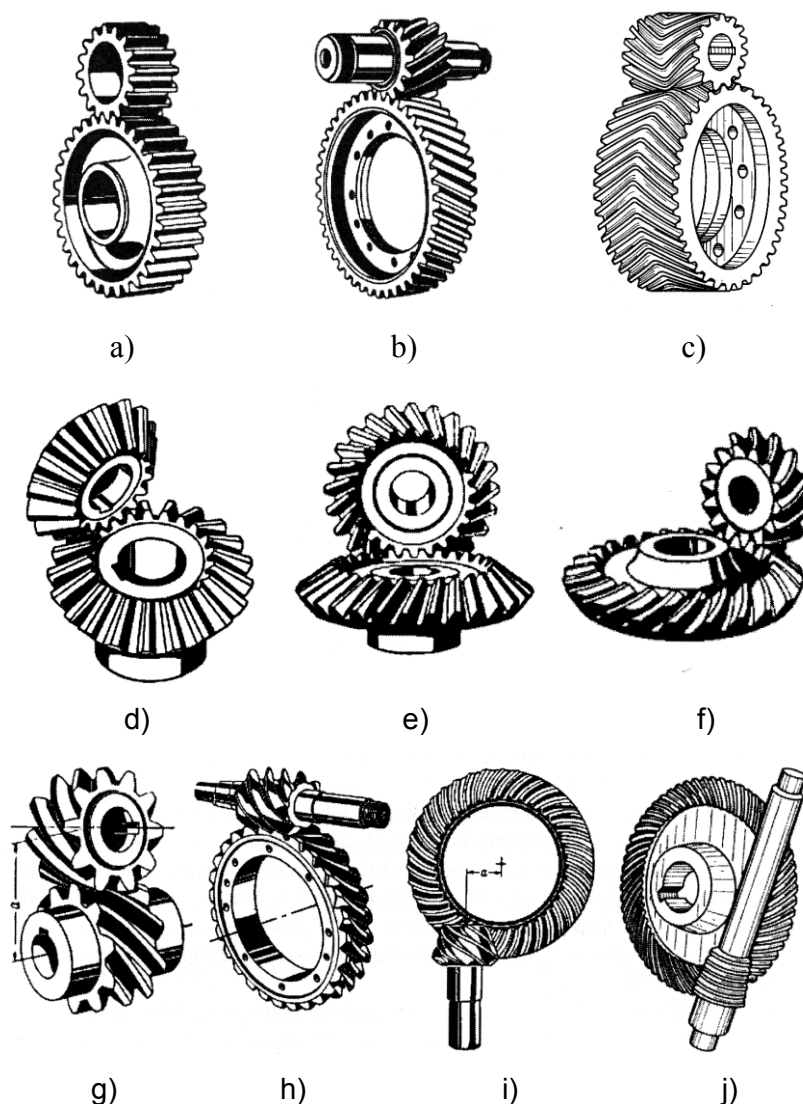
Na následujících několika stránkách je uvedeno zařazení šnekových soukolí do převodových mechanismů. Dále jsou zde popsány některé záležitosti šnekových soukolí a uvedeny stručné poznámky k návrhu šnekových převodovek.

1.1 Zařazení šnekových soukolí do převodových mechanismů

Obecně slouží převodové mechanismy k přenášení výkonu mezi hnacím strojem (elektromotor, spalovací motor, plynová turbína atd.) a hnaným strojem (vřeteno obráběcího stroje, kola automobilu, výložník jeřábu atd.), přičemž ve většině případů dochází ke změně druhu pohybu (rotační pohyb na přímočarý a naopak), nebo ke změně rychlosti a smyslu pohybu, a zároveň ke změně točivých momentů a sil. Obecně můžeme převody členit do pěti skupin na převody: mechanické, hydraulické, elektrické, pneumatické a jejich kombinace, které se liší účinnostmi, cenou, převodem výkonu na různé vzdálenosti atd.

Mechanické převody jsou už po staletí hojně využívány v průmyslu, stavebnictví a dopravě. Velkou skupinou jsou zde převody rotačního pohybu, které lze dělit do několika podskupin, přičemž uvažujeme možnost přenosu rotačního pohybu při bezprostředním dotyku kol (ozubená kola, třecí převody) nebo použitím převodového členu (lano, řemen, řetěz). Dále je možno tyto převody rozdělit na převody silové (přenos momentu třecí vazbou) a převody tvarové (přenos momentu tvarovým stykem). Mezi hlavní typy převodových mechanismů můžeme tedy zařadit převody ozubenými koly, řetězové převody, řemenové převody, a třecí převody.

V současné době převody ozubenými koly se jeví jako velmi využívaná možnost převodu mezi hnacím a hnaným strojem a to především z hlediska účinnosti a kompaktnosti. Můžeme je dělit podle mnoha kritérií, z nichž asi nejobecnější je kritérium vzájemné polohy os hřídelů, které mohou být rovnoběžné (soukolí válcová se zuby příkými (obr. 1.1a), šikmými (obr. 1.1b), šípovými (obr. 1.1c)), různoběžné (soukolí kuželová se zuby příkými (obr. 1.1d), šikmými (obr. 1.1e) nebo zakřivenými (obr. 1.1f)) a v neposlední řadě hřídele mimoběžné (soukolí šroubová (obr. 1.1g), šneková (obr. 1.1h), hypoidní (obr. 1.1i) a spiroidní (obr. 1.1j)).

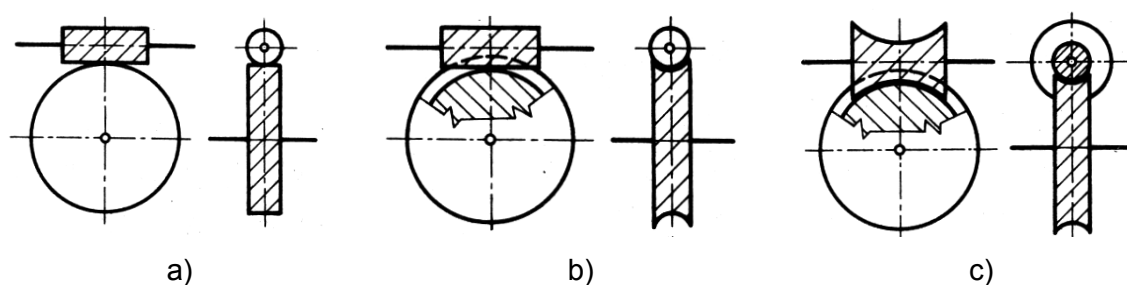


Obr. 1.1 Typy ozubených soukolí (2,13)

1.2 Šneková soukolí

Šneková soukolí je možno považovat za zvláštní druh šroubových soukolí, s úhlem os hřídelů nejčastěji $\Sigma = 90^\circ$, kde počet zubů pastorku klesl na minimální hodnotu ($z_1 = 1, 2, \dots$). Jsou charakterizována klidným a tichým chodem, vysokými převodovými poměry ($u = 10$ až 80, u kinematických převodů i 500 až 1000) a mohou přenášet vysoké výkony (50 až 60 kW, někdy i 200 kW). Zároveň však nejsou tato soukolí rozměrná a mají nízkou hmotnost. Mezi jejich nevýhody patří především nízká účinnost oproti čelním soukolím, nutnost odvodu velkého množství ztrátového tepla a poměrně nízká životnost vlivem opotřebení. Všechny tyto negativní vlivy jsou způsobeny velkým skluzem v ozubení. Zmírnění těchto nepříznivých vlivů lze docílit použitím neželezných kovů k výrobě věnců šnekových kol, jako jsou: cínové a hliníkové bronzы, mosazi, někdy se používá i šedá litina.

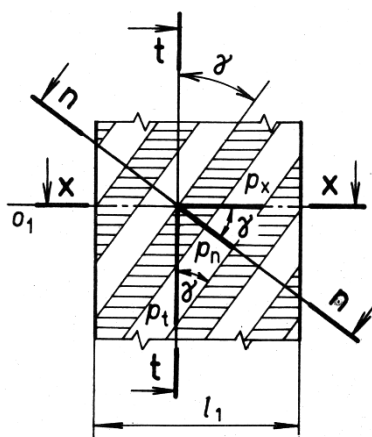
Tvarově je možno šneková soukolí rozdělit do tří skupin. U soukolí šnekových válcových (obr. 1.2a) má šnek i kolo válcový tvar a dotyk v ozubení je teoreticky bodový. To předurčuje tento typ pro podřadné převody (občasný provoz, ruční pohon, kinematické převody). U soukolí šnekových smíšených (obr. 1.2b) je šnek válcový a kolo globoidní a dotyk v ozubení je zde teoreticky křivkový. Jedná se o nejpoužívanější typ šnekových soukolí pro přenos poměrně vysokých výkonů. Třetím typem je soukolí globoidní (obr. 1.2c), kde šnek i kolo má globoidní tvar a dotyk v ozubení je realizován mezi vypuklým a vydutým bokem zubu. Tato soukolí mají 2 až 3krát vyšší únosnost než soukolí se šnekem válcovým při srovnatelných rozměrech. Dále jsou zde výhodnější třecí poměry, což vede k vyšší účinnosti těchto soukolí. Tato soukolí jsou však výrobně náročnější, a tím i dražší.



Obr. 1.2 Typy šnekových soukolí (2)

Podle směru stoupání je možno rozlišovat šneky pravé a levé.

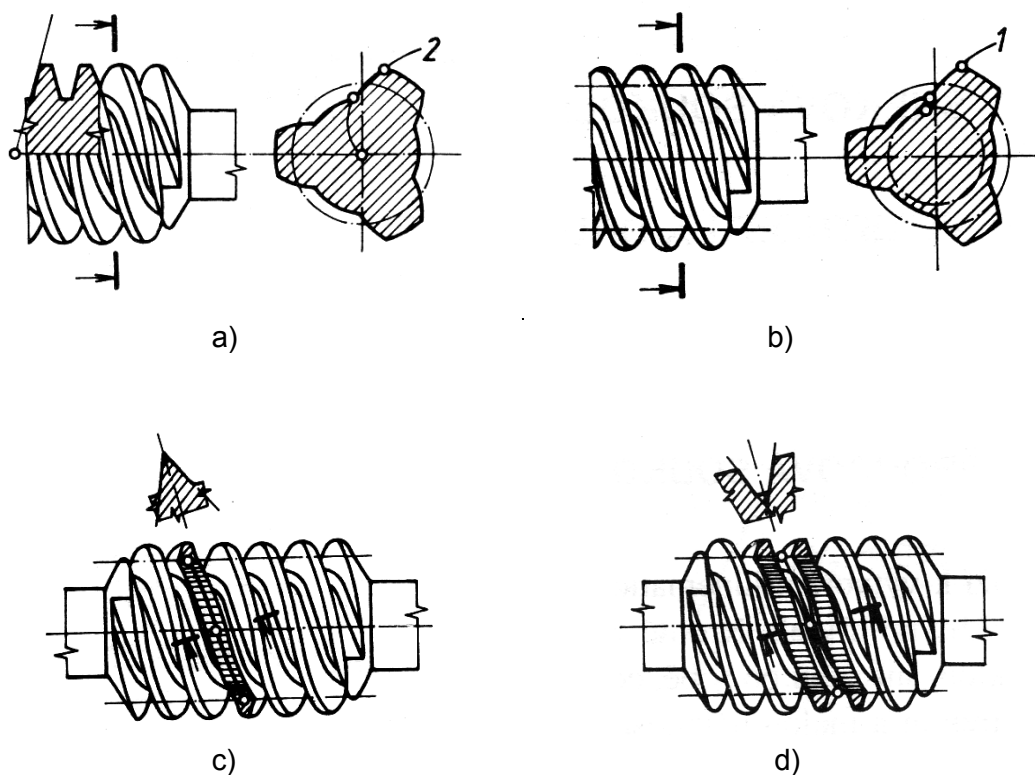
U šnekových soukolí smíšených s válcovým šnekem a globoidním kolem se vyskytují různé typy ozubení, které popisujeme ve třech rovinných řezech (obr. 1.3). Jedná se o řez osový (index x), normální (index n) a tečný (index t).



Obr. 1.3 Rovinné řezy na šneku (2)

Šneky s ozubením spirálním (Archimédovým) mají přímkový (lichoběžníkový) profil v osovém řezu (obr. 1.4a). Mají označení ZA. Příčný řez má tvar Archimédovy spirály.

Normalizovány zde bývají rozměry v osové řezu ($m_x = n$, $\alpha_x = \nu$). U šneků s ozubením evolventním je přímkový (lichoběžníkový) profil zubu v rovinných řezech tečných k základnímu válci (obr. 1.4b). Mají označení ZI. Příčný řez má zde tvar evolventy. Normalizovány jsou zde rozměry v rovině normální ($m_n = n$, $\alpha_n = \nu$). Šneky s ozubením obecným mají přímkový (lichoběžníkový) profil zubu v normálním řezu. Mají označení ZN1 (obr. 1.4c) a ZN2 (obr. 1.4d). Příčný řez má zde tvar obecné evolventní křivky. Normalizovány zde bývají rozměry v rovině normální ($m_n = n$, $\alpha_n = \nu$). Existují i další typy např. ZK1 a ZK2 s profilem tvořeným kuželovou plochou, nebo typ ZH s konkávním profilem zubů (nejdokonalejší, ale nejdražší). V některých aplikacích (např. u obráběcích strojů nebo převodovek řízení automobilů a traktorů) je vhodné použít tzv. duplexní šneky, u kterých se plynule zvětšuje šířka zubu a šířka mezery se plynule zmenšuje. Je tak možno docílit regulace vůlí v ozubení pouhým osovým posunutím šneku (vypracováno dle lit. 2 a 10).



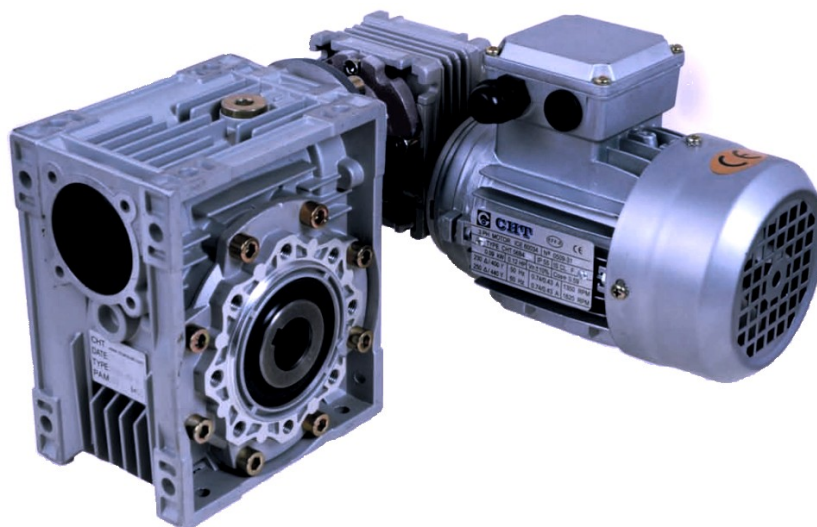
Obr. 1.4 Typy válcových šneků (10)

1.3 Poznámky k návrhu šnekových převodovek

Většina konstrukčních uzlů šnekových převodovek se navrhuje a pevnostně kontroluje podle běžných zvyklostí jako u ostatních typů převodovek. Vyskytují se však zde i některé specifika, kterým je třeba věnovat náležitou pozornost.

Skříně šnekových převodovek se vyrábějí jako svařované nebo lité. Lité skříně se odlévají z litiny nebo z lehkých slitin. Většinou se jedná o jednostupňové převodovky, které se liší zejména orientací výstupního hřídele (svislý a vodorovný směr). U převodovek s vodorovnou orientací výstupního hřídele může být hřídel šneku umístěn nad nebo pod šnekovým kolem. Při umístění šnekového hřídele pod šnekovým kolem je zajištěno výborné mazání ozubení a ložisek šnekového hřídele, jsou však kladeny větší nároky na utěsnění šnekového hřídele. Umístění šnekového hřídele nad šnekovým kolem je závislé na otáčkách výstupního hřídele a zaručuje dostatečné mazání až při otáčkách šnekového soukolí větších než 30 min^{-1} .

Některé šnekové převodovky vyráběné sériově mohou být konstruovány tak, že je možno si objednat, zda bude převodovka vybavená přírubami pro montáž motoru a samotné převodovky k rámu stroje, nebo bude v patkovém provedení. Dále je možno určit, zda bude převodovka vybavená vstupním a výstupním hřídelem nebo otvory s drážkou pro pero a možností přímého spojení s hřídelem motoru nebo hnaného zařízení. Rovněž montážní poloha převodovky může být libovolná, je však nutné dodržení předepsaného množství oleje pro danou montážní pozici. Jednotlivá šneková soukolí je možno sériově spojovat, čímž dojde k vytvoření víceštapňových převodů s vysokými převodovými poměry. Toto spojení je možno realizovat jak v rámci jedné převodové skříně, nebo je možno spojit několik šnekových převodovek za sebou (obr. 1.5).



Obr. 1.5 Dvojité šnekové převodovky s elektromotorem (21)

Šnekové převodovky se vyznačují poměrně vysokými ztrátami, které se přeměňují v teplo, vlivem kterého klesá viskozita oleje. Samotné oleje mají určitou dovolenou maximální provozní teplotu, která je u minerálních olejů 90°C a u syntetických olejů na bázi polyglykolů 100 až 120°C. Tepelný výkon je možno určit početně nebo pomocí počítačových simulací. Ruční výpočet je zde většinou přibližný a u jednotlivých autorů a norem se poněkud liší. Proto počítačová simulace se zde jeví jako velmi vhodná alternativa výpočtu. Pokud tepelný výkon převodovky je nižší, než je ztrátový výkon převodovky, je nutno vhodně zvětšit plochu žebrování skříně a např. umístit ventilátor na volný konec šnekového hřídele. Pokud je toto opatření nedostačující, je možno do skříně převodovky zavést chladič (chladicí had), nebo ještě lépe použít nucené oběhové mazání přes čistič oleje a vnější chladič. Při návrhu převodovky je také nutné zvolit správný olej (minerální nebo syntetický) s vhodnou viskozitou, který bude schopen dostatečně kvalitně mazat jak samotné soukolí, tak všechna ložiska.

U šnekového soukolí se provádí pevnostní kontrola v ohybu a dotyku. Nesmí se také opomenout na deformační kontrolu hřídele šneku. Maximální přípustný průhyb hřídele šneku je 0,004·m u soukolí s tvrzeným šnekem a 0,01·m u soukolí se zušlechťeným šnekem. Do deformační kontroly se zahrnuje roztečný průměr šneku, čímž se respektuje vyztužení šnekového hřídele závity.

Navržené převodovky se doplňují plnicími a vypouštěcími otvory (obr. 1.6a), prvky pro kontrolu výšky hladiny oleje (olejovaznak trubkový nebo kruhový (obr. 1.6b), kontrolní tyčka, hladinový šroubek) a nahlížecími otvory pro kontrolu ozubení a mazání. Velmi důležité je také opatřit převodovku odvzdušňovacím otvorem (obr. 1.6c), protože při ohřátí dojde k expanzi vzduchu v převodovce a mohlo by tak dojít k prosakování oleje.



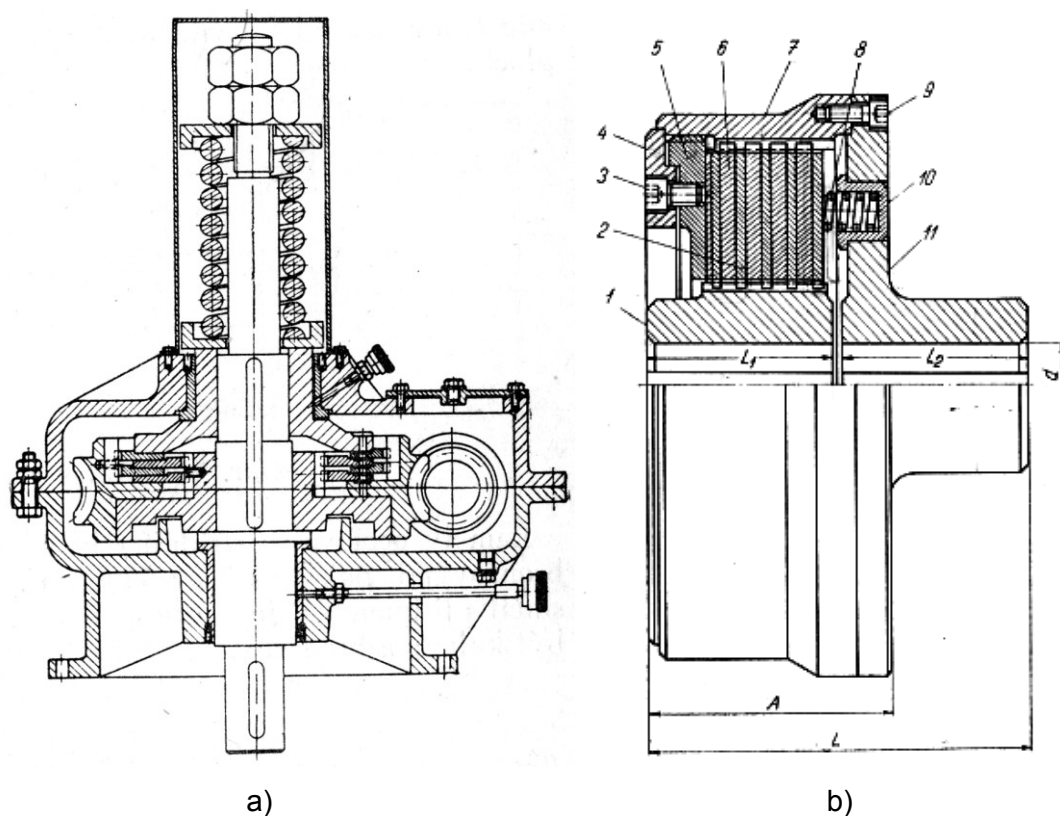
Obr. 1.6 Zátky, olejovaznaky, odvzdušňovací otvory (26)

2 Vlastní návrh převodovky

V podkapitole 2.1 je popsáno vlastní konstrukční řešení šnekové převodovky včetně schémat, ze kterých se při návrhu vycházelo. V následujících podkapitolách jsou pak provedeny výpočty jednotlivých součástí a strojních uzlů navržené převodovky.

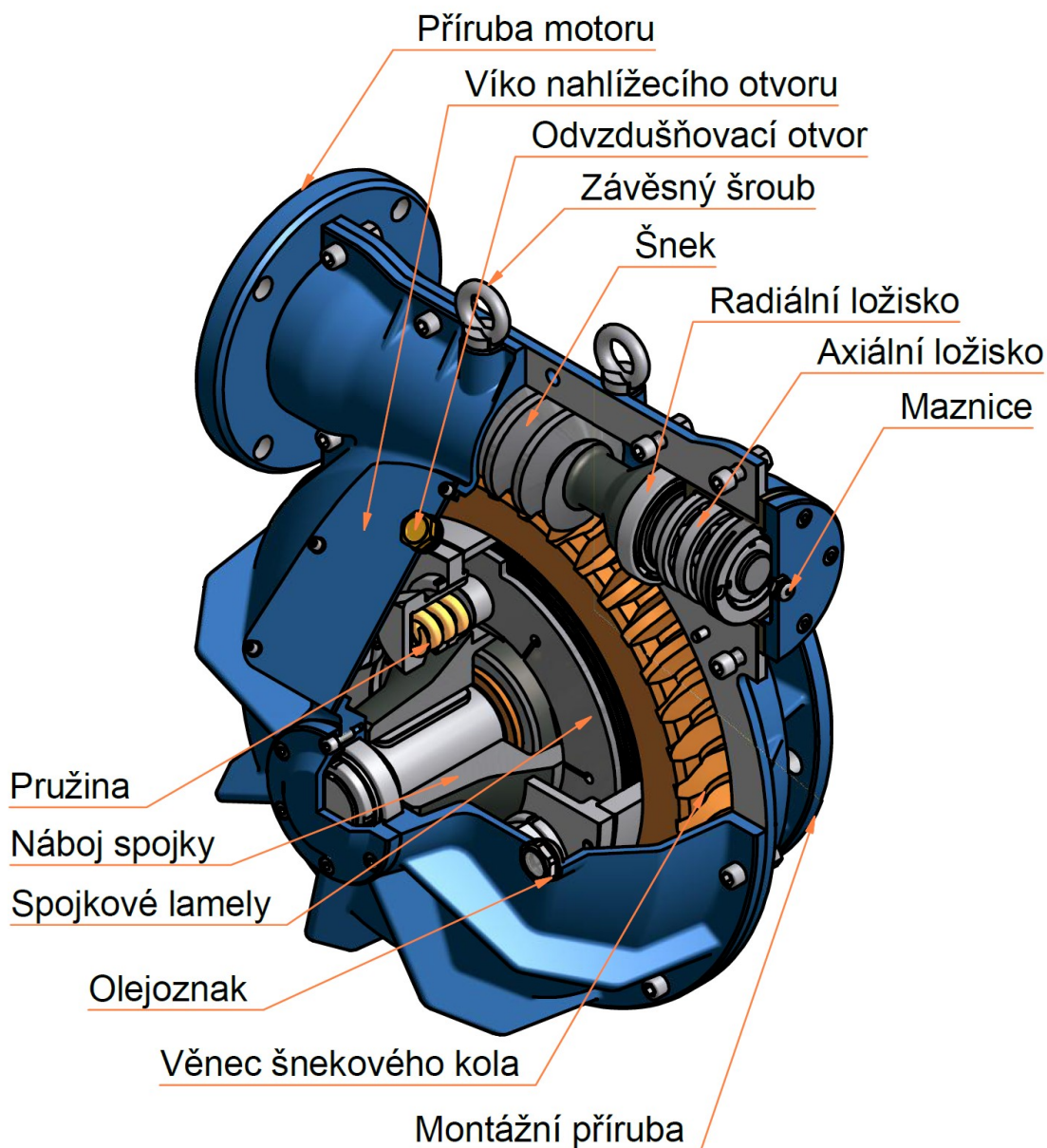
2.1 Konstrukční řešení převodovky

Návrh vychází z řešení šnekové převodovky s pojistnou lamelovou spojkou (obr. 2.1a) dle literatury (17), která byla doporučena školitelem, přičemž úprava lamelové spojky byla inspirována hřídelovou pojistnou lamelovou spojkou (obr. 2.2b) dle literatury (1).



Obr. 2.1 Inspirace k vlastnímu řešení (17,1)

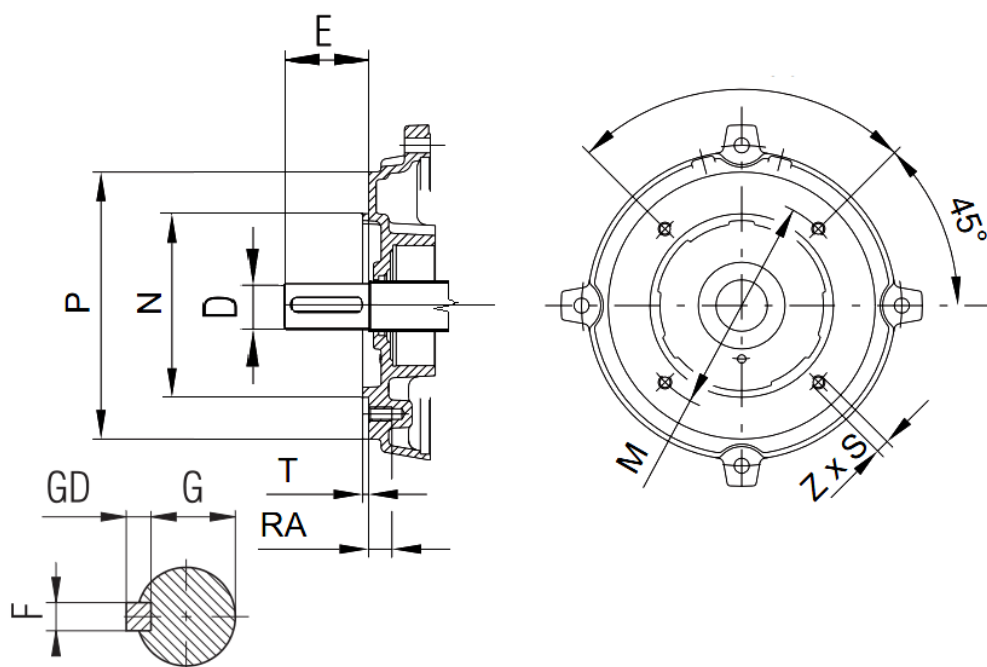
Při vlastním návrhu (viz obr. 2.2 a sestavný výkres č. BCP - BAR959) bylo nejprve navrženo ozubené soukolí s válcovým šnekem a globoidním kolem, typ ozubení – spirální (ZA). Dále byla navržena pojistná lamelová spojka s jedenácti lamelami (10 třecích ploch), které jsou přitlačovány šesti pružinami umístěnými v pouzdrech se závitem pro možnost regulace přitlačné síly.



Obr. 2.2 Řez převodovky

Tzv. opěrná lamela, která je v bezprostředním kontaktu s válečky přitlačovanými pružinami, je zesílená na tloušťku 8mm pro rovnoměrnější rozložení tlaku. Lamely jsou naříznuty pro zajištění dostatečného mazání při prokluzování spojky, a také pro uvolnění tepelných pnutí. Vnější lamely zapadají svými výstupky do drážek pláště spojky, vnitřní do drážek náboje spojky, který je umístěn na hnaném hřídeli a pojištěn proti pootočení pomocí těsného pera. Spojka včetně šnekového věnce je přišroubována k nosnému kotouči kluzně uloženému na hnaném hřídeli prostřednictvím bronzových pouzder firmy SKF. Nejsou-li lamely schopny přenést krouticí moment na výstupním hřídeli pomocí tření, dojde k prokluzu a šnekové kolo se volně otáčí na hnaném hřídeli. Protože tento jev je doprovázen velkým vývinem tepla, je nutno zabránit delšímu prokluzování, které by vedlo k poškození

převodovky. Hřídel šneku je umístěn na axiálně vodivých symetricky umístěných radiálních ložiskách, axiální sílu zde zachycuje axiální kuličkové ložisko. Pro montáž převodovky k hnanému zařízení je převodovka opatřena přírubou s devíti šrouby M20. Elektromotor se montuje přímo na přírubu převodovky, která je uzpůsobená zvolenému motoru. Také hřídel šneku je opatřen otvorem pro vložení hřídele motoru. K pohonu motoru byl zvolen třífázový asynchronní brzdový elektromotor SIEMENS se shodnými parametry jako v zadání, který má označení: 1LA7 133-4AA12-2G26. Tento motor je opatřen malou přírubou (obr. 2.3) s rozměry dle tabulky 2.1. Celý mechanismus převodu je vložen do tělesa litinové skříně opatřené hliníkovým olejoznakem, nalévacím a vypouštěcím otvorem, nahlížecím otvorem pro kontrolu ozubení, mazání a regulaci pojistné lamelové spojky. Je zde rovněž odvodušňovací otvor pro únik expandujícího vzduchu z prostoru skříně převodovky.



Obr. 2.3 Rozměry příruby elektromotoru (24)

Tab. 2.1 Rozměry příruby elektromotoru motoru

označení	typ	D	GD	E	F	G	M	N	P	T	RA	ZxS
2	malá	38	8	80	10	33	165	130	200	3,5	24	4xM10

2.2 Návrh šnekového ozubení

Návrh šnekového soukolí byl proveden v programu Autodesk Inventor Professional 2010. Kromě samotného výpočtu je zde i určení účinnosti dle DIN 3996, kontrola převodovky na oteplení, a volba vhodného oleje.

2.2.1 Vstupní parametry pro výpočet šnekového soukolí

a) Volba počtu chodů šneku:

- počet chodů šneku: $z_1 =$

b) Výpočet převodového poměru:

- požadovaný převodový poměr:

$$u'_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1455}{36} = 40,42 \quad (2.1)$$

c) Výpočet počtu zubů šnekového kola a skutečného převodového poměru:

- počet zubů šnekového kola:

$$z'_2 = z_1 \cdot u'_{12} = 40,42 = 40,42 \quad (2.2)$$

- skutečný počet zubů šnekového kola: $z_2 = 40$

- skutečný převodový poměr:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{1} = 40 \quad (2.3)$$

- skutečné výstupní otáčky:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{1455}{40} = 36,375 \text{ min}^{-1} \quad (2.4)$$

- nepřesnost převodového poměru:

$$\Delta u = \frac{u'_{12} - u_{12}}{u'_{12}} \cdot 100 = \frac{40,42 - 40}{40,42} \cdot 100 = 1,04\% \quad (2.5)$$

d) Volené rozměrové hodnoty:

Pozn.: Protože se jedná o šnek s ozubením spirálním, jsou zde normalizovány rozměry v osovém řezu tj. $m_x = m$, $\alpha_x = \alpha$.

- osový modul: $m_x = 2 \text{ mm}$

- osový úhel profilu: $\alpha_x = 20^\circ$

- délka šneku: $b_1 = 40 \text{ mm}$

- šířka ozubení: $b_2 = 30 \text{ mm}$
- jednotkové posunutí šneku: $x_1 = 1,000$
- jednotkové posunutí kola: $x_2 = 1,000$
- součinitel průměru šneku: $q = 1$

e) Volba materiálů:

- materiál šneku: 12 050.4 (ocel zušlechťená a povrchově kalená)
- materiál šnekového kola: CuSnZn6Pb3 ČSN 42 3137 (cínový bronz, odstředivé lití)

f) Požadovaná životnost:

Pozn.: Protože se předpokládá, že polovinu doby provozu bude zatěžována jedna strana zubů, a druhou polovinu provozu strana druhá, byla do výpočtu zadána hodnota poloviční oproti hodnotě celkové životnosti.

- požadovaná životnost soukolí:

$$L_h = 1,5 \cdot L_{hC} = 1,5 \cdot 25\,000 = 25\,000 \text{ h} \quad (2.6)$$

g) Parametry zatížení:

- potřebný výkon na šneku:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4} = \frac{M_{k2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4} = \frac{1100 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1455}{0,884 \cdot 0,997 \cdot 0,997 \cdot 60 \cdot 10^3} = 1,790 \text{ kW} \quad (2.7)$$

- účinnost šnekového soukolí (viz dále): $\eta_1 = 0,884$
- účinnost broděním: $\eta_2 = 0,997$
- účinnost ložisek jednoho hřídele: $\eta_3 = 0,997$

Pozn.: Volené hodnoty účinností byly získány na přednáškách z ČaMS II

h) Součinitelé přídatných zatížení:

- součinitel maximálního přetížení (je dán nastavením pojistné lamelové spojky):

$$K_{AS} = \frac{M_{2\max}}{M_2} = \frac{1320}{1100} = 1,2 \quad (2.8)$$

- dynamický součinitel (volen nižší než K_{AS}): $K_A = 1,15$

i) Součinitelé pro ohyb:

- součinitel počtu reverzací:

$$Y_A = 1,85 - 1,025 \cdot \log_{10} N_{rev} = 1,85 - 1,025 \cdot \log_{10} (5 \cdot 10^5) = 1,71 \quad (2.9)$$

kde $N_{rev} = i \cdot 10^5$ je celkový předpokládaný počet reverzací za dobu požadované životnosti při dvaceti reverzacích za hodinu provozu.

- součinitel velikosti (přednastavená hodnota): $Y_X =$

j) Součinitele pro dotyk:

- součinitel maziva (přednastavená hodnota): $Z_L =$

- součinitel rychlosti (přednastavená hodnota): $Z_V =$

Pozn.: Dle ČSN 01 4686 platí hodnoty $Z_L =$, $Z_V =$ pro zuby dobře mazané, broušené nebo ševingované na drsnost $Ra < \mu m$.

k) Volba přesnosti soukolí

- stupeň kinematické přesnosti: 6
- stupeň plynulosti chodu: 6
- stupeň dotyku zubů: 6
- tolerance boční vůle: Dd
- třída odchylky vzdálenosti os: III
- označení přesnosti v Inventoru: 6-6-6-Dd/III

Pozn.: Protože jednoznačné určení vhodného stupně přesnosti je velmi obtížné, a záleží i na zkušenostech konstruktéra a technologických možnostech daného výrobního podniku, byla v programu ponechána přednastavená hodnota stupně přesnosti.

2.2.2 Výstupní hodnoty z programu Autodesk Inventor:

Pozn.: Zadávané hodnoty jsou zobrazeny tučným písmem. Zde jsou uvedeny pouze hodnoty pevnostního výpočtu a sil v ozubení. Další vypočtené hodnoty byly umístěny do příloh.

Tab. 2.2 Síly v ozubení, přenášený výkon

		Šnek	Šnekové kolo
Výkon	P	4,768 kW	4,215 kW
Otáčky	n	1455,00 rpm	36,38 rpm
Svěrný moment	T	31,296 N m	1106,630 N m
Účinnost	η	0,884 ul	
Radiální síla	F_r	2017,967 N	
Obvodová síla	F_t	782,402 N	5533,149 N
Axiální síla	F_a	5533,149 N	782,402 N
Normální síla	F_n	5940,705 N	
Obvodová rychlost	v	6,095 mps	0,762 mps

Kluzná rychlost	v_k	6,142 mps
-----------------	-------	-----------

Tab. 2.3 Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,439
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	15,752
Průhyb hřídele šneku	y	0,0047 mm
Ztrátový výkon	P_Z	0,696 kW
Max. odvedené teplo	Q	4,846 kW
Kontrolní výpočet		Kladný

Z tab. 2.3 je patrné, že pevnostní kontrola navrženého ozubení proběhla úspěšně, neboť součinitel bezpečnosti v dotyku překračuje mezní povolenou hodnotu 1,2 a součinitel bezpečnosti v ohybu překračuje mezní povolenou hodnotu 1,3.

2.2.3 Výpočet účinnosti šnekového soukolí (dle DIN 3996)

- základní součinitel tření pro zkušební normalizované referenční soukolí (zde pro syntetické oleje na bázi polyglykolů):

$$f_z = 1,02 + 1,02 \cdot \frac{1}{(v_k + 1,2)^{0,97}} = 1,02 + 1,02 \cdot \frac{1}{(6,142 + 1,2)^{0,97}} = 1,0233 \quad (2.10)$$

kde $v_k = 6,142 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je skluzová rychlost šneku.

- součinitel velikosti:

$$Y_S = \left(\frac{100}{a_w} \right)^{0,5} = \left(\frac{100}{240} \right)^{0,5} = 1,6455 \quad (2.11)$$

kde $a_w = 240 \text{ mm}$ je pracovní osová vzdálenost soukolí (viz. Tab. 1/příloha 1)

- součinitel geometrie (pro šnek typu ZA):

$$Y_G = \left(\frac{0,07}{h^*} \right)^{0,5} = \left(\frac{0,07}{1,062} \right)^{0,5} = 0,0626 \quad (2.12)$$

kde součinitel tloušťky mazací vrstvy:

$$h^* = 1,018 + \frac{q}{1,89 \cdot (q + z_2)} + \frac{1}{z_2} + \frac{x_2}{110} - \frac{u_{12}}{36300} + \frac{b_{2H}}{370,4 \cdot m_{x1}} - \frac{\sqrt{2} \cdot \bar{q}}{213,9}$$

$$h^* = 1,018 + \frac{8}{1,89 \cdot (8 + 10)} + \frac{1}{40} + \frac{0}{110} - \frac{40}{36300} + \frac{63}{370,4 \cdot 10} - \frac{\sqrt{2} \cdot 8}{213,9}$$

$$h^* = 1,062 \quad (2.13)$$

kde účinná čelní šířka šnekového kola:

$$b_{2H} \cong 1,45 \cdot (d_{a1} + 1 \cdot m_{x1}) = 1,45 \cdot (100 + 1 \cdot 10) = 153 \text{ mm} \quad (2.14)$$

kde $m_{x1} = 0\text{ mm}$ je osový modul šneku a $d_{a1} = 00\text{ mm}$ hlavová výška hlavy (viz. Tab. 1/příloha 1)

- součinitel materiálu: $Y_W =$

Pozn.: Pro materiál šnekového kola jsem vhodný součinitel nenašel, proto volím odhadem stejný součinitel jako pro materiál CuSn12.

- součinitel drsnosti šneku (pro šnek broušený na drsnost $R_{a1} = 1,4$):

$$Y_R = \sqrt{\frac{R_{a1}}{0,5}} = \sqrt{\frac{0,4}{0,5}} = 1,9457 \quad (2.15)$$

- střední součinitel tření na šnekovém soukolí:

$$f_{zm} = f_{zT} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R = 1,0233 \cdot 0,6455 \cdot 1,0626 \cdot 0,9457 = 1,0151 \quad (2.16)$$

- účinnost šnekového soukolí:

$$\eta_z = \frac{\cos \alpha_n - f_{zm} \cdot \tan \gamma}{\cos \alpha_n + f_{zm} \cdot \cot \gamma} = \frac{\cos 19,8577^\circ - 1,0151 \cdot \tan 7,1250^\circ}{\cos 19,8577^\circ + 1,0151 \cdot \cot 7,1250^\circ} = 1,884\% \quad (2.17)$$

kde $\gamma = 7,1250^\circ$ je úhel stoupání šroubovice šneku (viz Tab. 1/příloha 1)

2.2.4 Kontrola převodovky na oteplení

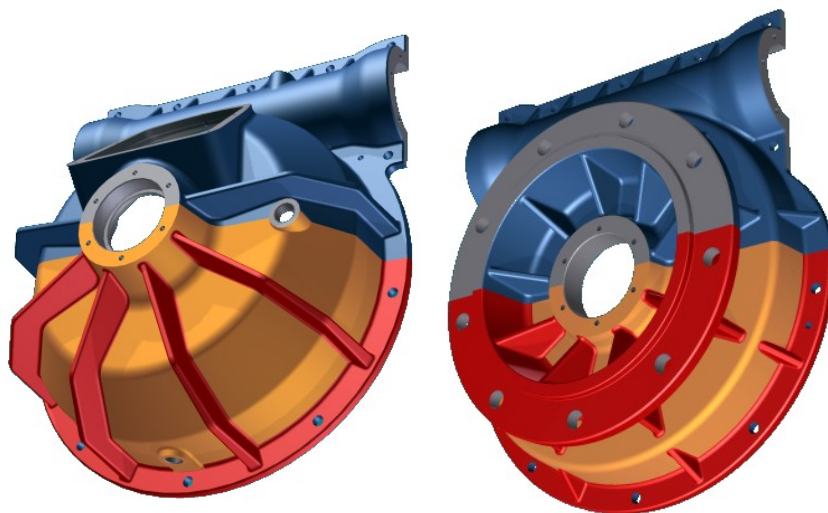
- výkon dodávaný elektromotorem:

$$P_{EL} = \frac{P_2}{\eta \cdot \eta_{\text{z}} \cdot \eta} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot M_{k2}}{\eta \cdot \eta_{\text{z}} \cdot \eta} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 36.375 \cdot 1100}{0,997^2 \cdot 0,997 \cdot 0,884 \cdot 60 \cdot 10^3} = 1,7828\text{ kW} \quad (2.18)$$

- celkový ztrátový výkon:

$$P_Z = P_{EL} \cdot (1 - \eta_{\text{z}} \cdot \eta_{\text{z}} \cdot \eta_{\text{z}}) = 1,7828 \cdot (1 - 1,997^2 \cdot 0,997 \cdot 0,884) = 1,5927\text{ kW} \quad (2.19)$$

Pozn.: Při výpočet plochy, která se účastní odvodu tepla, se uvažuje plocha pod úrovní hladiny oleje, přičemž plocha žebor se uvažuje poloviční. Na obr. 2.4 jsou plochy stěn skříně podílející se na odvodu tepla označené oranžovou barvou, plochy žebor jsou označeny červeně. V řešeném případě je hladina oleje ve výšce osy výstupního hřídele, aby byla dostatečně mazána ložiska výstupního hřídele a rovněž lamely spojky a aby i při nízkých otáčkách šnekového kola bylo dopravováno dostatečné množství oleje do oblasti mezizubních prostorů a ložisek hřídele šneku.



Obr. 2.4 Plocha skříně odvádějící teplo

- plocha stěn převodovky:

$$S_s = 1,2128m^2$$

- plocha žeber:

$$S_z = 1,3294m^2$$

- celková plocha odvádějící teplo:

$$S = S_s + 1,5 \cdot S_z = 1,2128 + 1,5 \cdot 0,3294 = 1,3775m^2 \quad (2.20)$$

- maximální dovolená teplota oleje (pro syntetické oleje na bázi polyglykolů):

$$t_{MAX} = (100 \div 120)^\circ C \Rightarrow 100^\circ C$$

- teplota okolí (použití uvnitř výrobní haly):

$$t_o = 20^\circ C$$

- součinitel přestupu tepla (pro dobře větrané haly): $k = 14 \div 7) Wm^{-1} K^{-1} \Rightarrow 5 Wm^{-1} K^{-1}$

- tepelný výkon skříně při ustáleném stavu:

$$Q_{SKŘ} = \alpha \cdot S \cdot (t_M - t_o) = 6 \cdot 0,3775 \cdot (100 - 20) = 183,2 W \quad (2.21)$$

- kontrola na oteplení:

$$P_z > Q_{SKŘ} \rightarrow \text{nevyhovuje} \quad (2.22)$$

Pozn.: Ztrátový výkon je zde poněkud větší, než je tepelný výkon převodovky. Protože se však jedná o otáčecí zařízení, které bude pracovat jen krátce a s častými přestávkami, lze se domnívat, že k dosažení maximální teploty nedojde. Bude-li se však jednat o delší provoz, zejména během letního období, bude nezbytné tuto převodovku vybavit chladicím zařízením (chladicím hadem) do skříně převodovky, nebo chladicím systémem s nuceným oběhem oleje, nebo umístit ventilátor na volném hřídeli šnekového kola.

2.2.5 Volba převodového oleje

Pro danou skluzovou rychlost a maximální provozní teplotu dle lit. [11] je kinematická viskozita oleje $\nu_{ej40} = 350 \div 110) mm^2 s^{-1}$. Proto volím syntetický olej na bázi polyglykolů MOBIL GLYGOYLE HE 460 s kinematickou viskozitou $\nu_{ej40} = 160 mm^2 s^{-1}$. Protože otáčky hnaného hřídele $n_2 > 10 min^{-1}$ je zvoleno umístění šneku nad šnekovým kolem.

2.3 Výpočet třecí lamelové spojky

Výpočet třecí lamelové spojky zahrnuje návrh lamel spojky, pružin a kontrolu pera a výstupků lamel na otláčení. Dále je zde provedená pevnostní kontrola předepjatých šroubů a kolíků.

2.3.1 Výpočet přitlačné síly

- vnější průměr lamel (volen s ohledem na konstrukční uspořádání): $D_2 = 290 mm$

- vnitřní průměr lamel:

$$D_1 = (0,6 \div 0,8) \cdot D_2 = (0,6 \div 0,8) \cdot 290 = (177 \div 232) \rightarrow \text{volím } 180 mm \quad (2.23)$$

- volba počtu stykových ploch: $i = 10 (11 \text{ lamel})$

- střední třecí poloměr pro nezaběhnuté spojky:

$$R_{SV} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{290^3 - 180^3}{290^2 - 180^2} = 19,6 mm \quad (2.24)$$

- střední třecí poloměr pro zaběhnuté spojky:

$$R_{SZ} = \frac{1}{4} \cdot (D_2 + D_1) = \frac{1}{4} \cdot (290 + 180) = 17,5 mm \quad (2.25)$$

- součinitel tření (pro materiál třecí dvojice kalená ocel na kalené oceli): $f = 0,06$

Pozn.: Spojka bude navržena pro 30% kolísání součinitele tření:

- minimální součinitel tření:

$$f_{\min} = 1 - \left(\frac{30}{100}\right) \cdot f = 1 - \left(\frac{30}{100}\right) \cdot 0,06 = 0,042 \quad (2.26)$$

- maximální součinitel tření:

$$f_{\max} = 1 + \left(\frac{30}{100}\right) \cdot f = 1 + \left(\frac{30}{100}\right) \cdot 0,06 = 0,078 \quad (2.27)$$

- minimální přitlačná síla pro přenos krouticího momentu:

$$F_{\min} = \frac{M_{k2}}{f_{\max} \cdot R_{SV} \cdot i} = \frac{1320}{0,078 \cdot 19,6 \cdot 10^{-3} \cdot 10} = 41497 N \quad (2.28)$$

- maximální přítláčná síla pro přenos krouticího momentu:

$$F_{\max} = \frac{M_{k2}}{f_{\min} \cdot R_{SZ} \cdot i} = \frac{1320}{0,042 \cdot 117,5 \cdot 10^{-3} \cdot 10} = 26\,747,7\,N \quad (2.29)$$

2.3.2 Návrh pružin

a) Zatížení pružin:

- volím počet pružin:

$$j = 6$$

- minimální síla v jedné pružině:

$$G_{\min} = \frac{F_{\min}}{j} = \frac{1\,414,9\,7}{6} = 235\,828\,N \quad (2.30)$$

- maximální síla v jedné pružině:

$$G_{\max} = \frac{F_{\max}}{j} = \frac{26\,747,7}{6} = 4\,458\,0\,N \quad (2.31)$$

b) Volba pružin

Byla zvolená nástrojová pružina dle www.alcomex.cz, katalogové číslo ST13100 s následujícími parametry:

- průměr pouzdra:

$$D_p = 18,5\,mm$$

- průměr trnu:

$$d_t = 9,5\,mm$$

- výška v nezatíženém stavu:

$$L_0 = 10,8\,mm$$

- maximální dovolené zatížení pružiny:

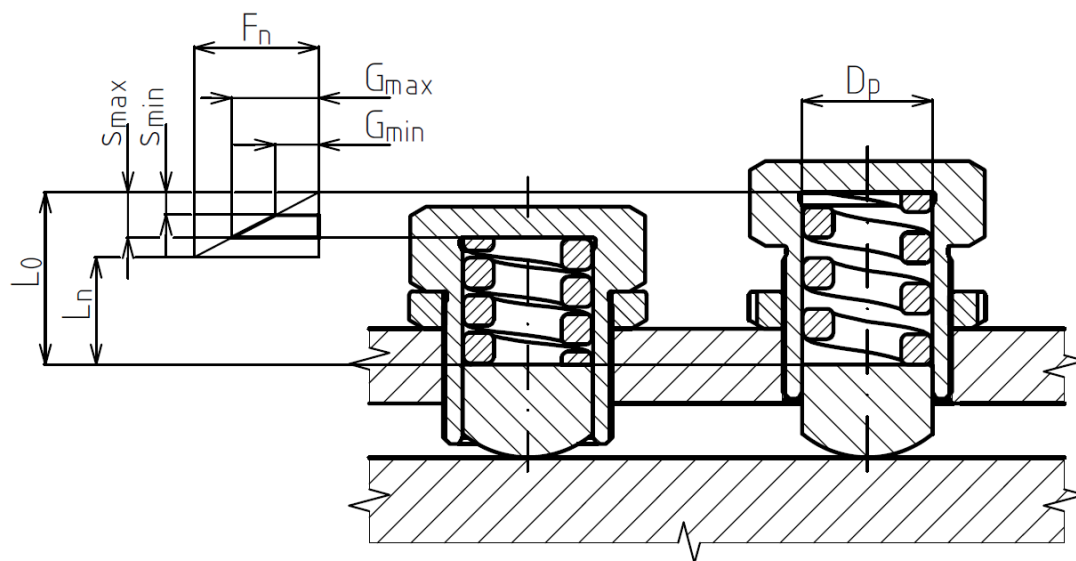
$$F_n = 1068\,N$$

- výška při maximálním dovoleném stlačení:

$$L_n = 5,6\,mm$$

- tuhost pružiny:

$$c = 133,4\,N/mm$$



Obr. 2.5 Zatížení pružin

d) Výpočet potřebného stlačení:

- maximální potřebné stlačení pružiny:

$$s_{\max} = \frac{G_{\max}}{c} = \frac{14580}{333,4} = 43,4 \text{ mm} \quad (2.32)$$

- minimální potřebné stlačení:

$$s_{\min} = \frac{G_{\min}}{c} = \frac{23583}{333,4} = 70,1 \text{ mm} \quad (2.33)$$

- délka pružiny při maximálním provozním zatížení:

$$L_{\min} = L_0 - s_{\max} = 108 - 43,4 = 64,6 \text{ mm} \quad (2.34)$$

- délka pružiny při minimálním provozním zatížení:

$$L_{\max} = L_0 - s_{\min} = 108 - 70,1 = 37,9 \text{ mm} \quad (2.35)$$

2.3.3 Kontrola tlaku ve stykových plochách lamel

- dovolený tlak za ideálních podmínek: $p_0 = 6 \div 10 \text{ kPa} = 0,588 \div 1,785 \text{ MPa} \rightarrow 1 \text{ MPa}$

- obvodová rychlost na středním poloměru (uvažuji pro střední třecí poloměr zaběhnutých spojek):

$$v_{stř} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot R_{SZ}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 36,375 \cdot 117,5 \cdot 10^{-3}}{60} = 0,4476 \text{ m s}^{-1} \quad (2.36)$$

- součinitel obvodové rychlosti:

$$c_v = \sqrt{\frac{2,5}{v_{stř}}} = \sqrt{\frac{2,5}{0,4476}} = 2,374 \quad (2.37)$$

- součinitel počtu stykových ploch (pro 10 stykových ploch): $c_i = 3,16$

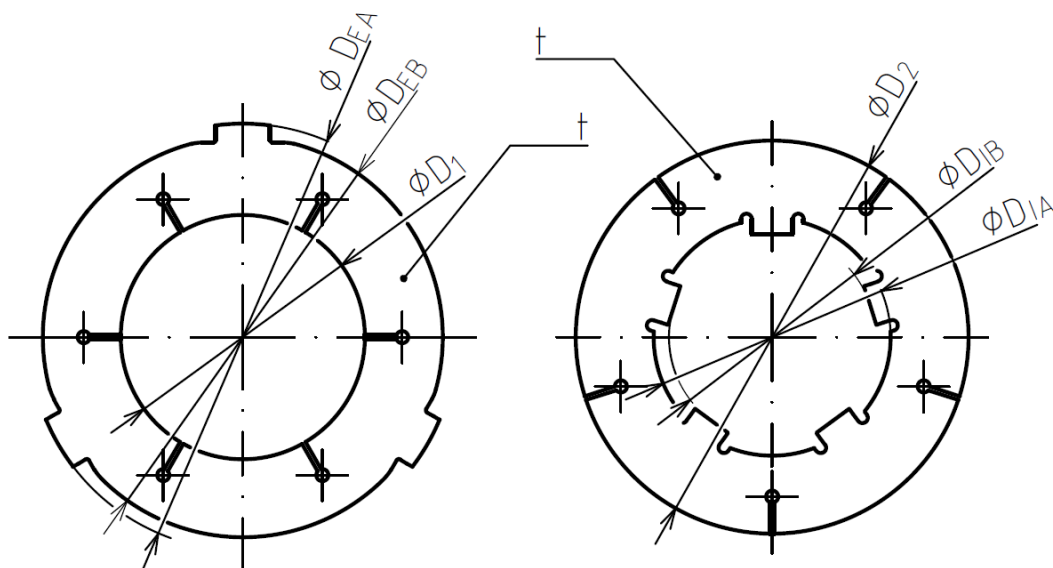
- dovolený tlak:

$$p_{dov} = c_i \cdot c_v \cdot p_0 = 3,16 \cdot 2,374 \cdot 0,7 = 5,21 \text{ MPa} \quad (2.38)$$

- kontrola dovoleného tlaku:

$$p = \frac{F_{\max}}{S} = \frac{F_{\max}}{\pi \frac{(D_2^2 - D_1^2)}{4}} = \frac{26747,7}{\pi \frac{(290^2 - 180^2)}{4}} = 0,659 \text{ MPa} < p_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.39)$$

2.3.4 Kontrola otláčení výstupků lamel



Obr. 2.6 Lamely spojky

a) kontrola otláčení výstupků vnější lamely:

- velký průměr výstupků vnější lamely: $D_{EA} = 315 \text{ mm}$

- malý průměr výstupků vnější lamely: $D_{EB} = 195 \text{ mm}$

- roztečný průměr výstupků vnější lamely:

$$D_{ES} = \frac{D_{EA} + D_{EB}}{2} = \frac{315 + 195}{2} = 255 \text{ mm} \quad (2.40)$$

- výška výstupku vnější lamely:

$$H_E = \frac{D_{EA} - D_{EB}}{2} = \frac{315 - 195}{2} = 60 \text{ mm} \quad (2.41)$$

- tloušťka lamely: $t = 3 \text{ mm}$

- počet výstupků vnější lamely: $n_{EV} = 3$

Pozn.: Dovolенý tlak v drážkách pláště spojky a v drážkách náboje spojky je volen stejný, jako je dovolенý tlak pro rovnoboké drážkové spoje. Zde pro uložení s možností mikroposuvů a pro ocel 11 523 s $Rm = 520 \text{ MPa}$): $p_{d1} = 10 \text{ MPa}$

- počet vnějších lamel (stykových ploch): $n_{EL} = 3$

- relativní funkční počet drážek: $\varphi = \frac{3}{4}$

- tlak v drážkách pláště spojky:

$$p_E = \frac{2 \cdot M_{2MAX}}{D_{ES} \cdot n_{EL} \cdot n_{EV} \cdot H_E \cdot t \cdot \varphi} = \frac{2 \cdot 1320 \cdot 10^3}{305 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 10 \cdot 3 \cdot \frac{3}{4}} = 25,65 \text{ MPa} < p_{d1} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.42)$$

b) kontrola otláčení výstupků vnitřní lamely:

- velký průměr výstupků vnitřní lamely: $D_{IA} = 75\text{ mm}$

- malý průměr výstupků vnitřní lamely: $D_{IB} = 55\text{ mm}$

- roztečný průměr výstupků vnitřní lamely:

$$D_{IS} = \frac{D_{IA} + D_{IB}}{2} = \frac{75 + 55}{2} = 65\text{ mm} \quad (2.43)$$

- výška výstupku vnitřní lamely:

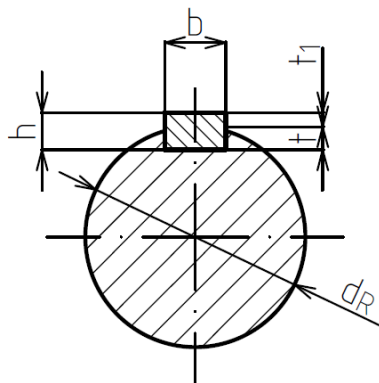
$$H_I = \frac{D_{IA} - D_{IB}}{2} = \frac{75 - 55}{2} = 10\text{ mm} \quad (2.44)$$

- počet výstupků vnitřní lamely: $n_{IV} = 3$

- počet vnitřních lamel (stykových ploch): $n_{IL} = 3$

- tlak v drážkách náboje spojky:

$$p_I = \frac{2 \cdot M_{2MAX}}{D_{IS} \cdot n_{IL} \cdot n_{IV} \cdot H_I \cdot t \cdot \varphi} = \frac{2 \cdot 1320 \cdot 10^3}{165 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 10 \cdot 3 \cdot \frac{3}{4}} = 28,44\text{ MPa} < p_{d1} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.45)$$

2.3.5 Kontrola otláčení pera náboje spojky

Obr. 2.7 Rozměry spoje pomocí těsného pera

- specifikace zvoleného pera: PERO 18e7 x 11 x 100 ČSN 02 2562

- dovolený tlak pro ocelový náboj: $p_{d2} = 120 \div 50\text{ MPa}$

- průměr hřídele: $d_R = 15\text{ mm}$

- hloubka drážky pera v náboji: $t_1 = 1,2\text{ mm}$

- délka pera: $l = 100\text{ mm}$

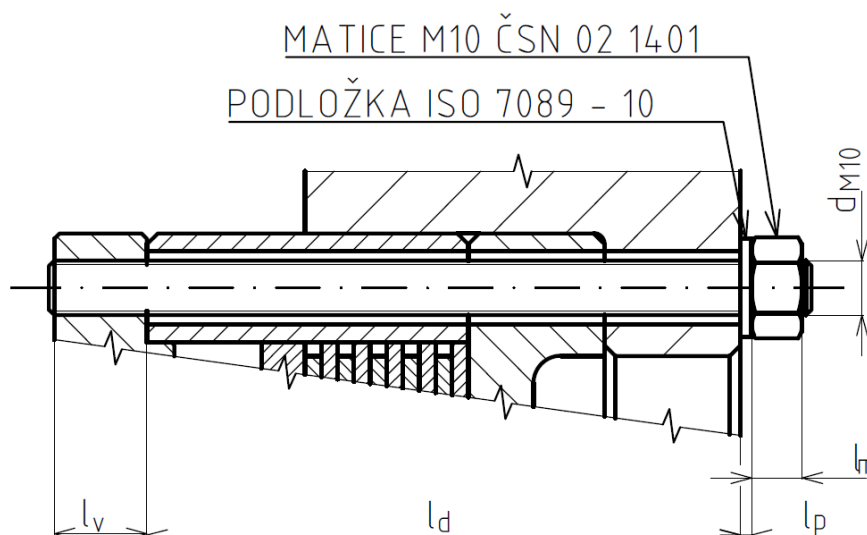
- šířka pera: $b = 8\text{ mm}$

- tlak v drážce pera:

$$p_P = \frac{M_{2MAX}}{\left(\frac{d_R + t_1}{2}\right) (l - b) \cdot t_1} = \frac{1320 \cdot 10^3}{\left(\frac{65 + 4,2}{2}\right) (100 - 18) \cdot 4,2} = 110 \text{ MPa} < p_{d2} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.46)$$

2.3.6 Pevnostní kontrola předepjatého šroubu spojky

a) Parametry šroubového spoje:



Obr. 2.8 Předepjatý šroub

- počet šroubů M10: $i_{M10} = 1$
- závit: $d_{M10} = 10 \text{ mm}$
- stoupání závitu M10: $P_{hM10} = 1,5 \text{ mm}$
- malý průměr závitu: $d_{3M10} = 8,160 \text{ mm}$
- střední průměr závitu: $d_{2M10} = 8,026 \text{ mm}$
- délka matice ČSN 02 1401: $l_m = 14 \text{ mm}$
- tloušťka podložky ISO 7089-10: $l_p = 2 \text{ mm}$
- délka zašroubování do víka: $l_v = 7 \text{ mm}$
- délka hladkého otvoru pro šroub M10: $l_d = 99 \text{ mm}$
- úhel profilu závitu: $\alpha = 60^\circ$
- rozměr klíče: $s = 6 \text{ mm}$
- průměr otvoru pro šroub: $d_d = 10,5 \text{ mm}$
- úhel stoupání:

$$\psi_{M10} = \arctan \frac{P_{hM10}}{\pi d_{2M10}} = \arctan \frac{1,5}{\pi 8,026} = 3,02806^\circ \quad (2.47)$$

$$\varphi = \arctan \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctan \frac{0,135}{\cos \frac{60}{2}} = 8,86022^\circ \quad (2.48)$$

kde $f_z = 0,135$ je součinitel tření na závitu pro třecí dvojici šroub i matice zinkovaná, mazáno olejem.

b) Určení tuhosti šroubu:

- poddajnost šroubu M10:

$$p_s = \frac{1}{E_s} \cdot \sum_i \frac{l_i}{S_i} = \frac{1}{E_s} \cdot \left[\frac{\frac{1}{2} \cdot l_m}{\pi \frac{d_2^2}{4}} + \frac{l_p + l_d}{\pi \frac{d_3^2}{4}} + \frac{\frac{1}{2} \cdot l_v}{\pi \frac{d_2^2}{4}} \right] \quad (2.49)$$

$$p_s = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{\frac{1}{2} \cdot 8,4}{\pi \frac{9,026^2}{4}} + \frac{2 + 0,9}{\pi \frac{8,160^2}{4}} + \frac{\frac{1}{2} \cdot 17}{\pi \frac{9,026^2}{4}} \right] = 1,10524 \cdot 10^{-4}$$

- tuhost šroubu M10:

$$c_s = \frac{1}{p_s} = \frac{1}{1,10524 \cdot 10^{-4}} = 90477,94 \text{ Nm m}^{-1} \quad (2.50)$$

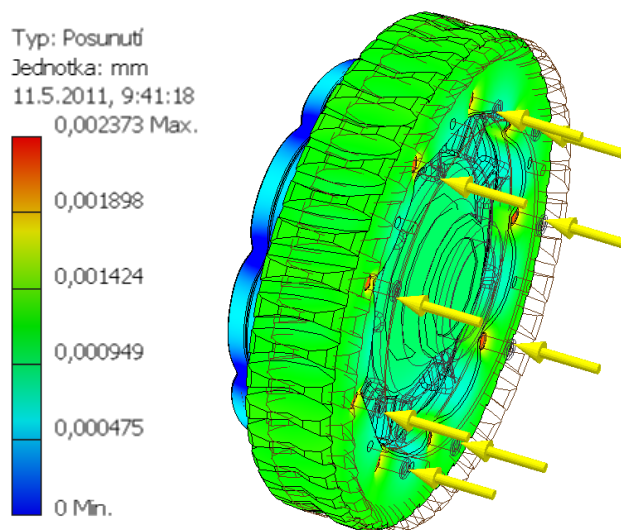
kde $E_s = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ je modul pružnosti v tahu pro materiál šroubu – ocel.

c) Určení tuhosti přírub:

- tuhost přírub určená metodou MKP (obr. 2.9):

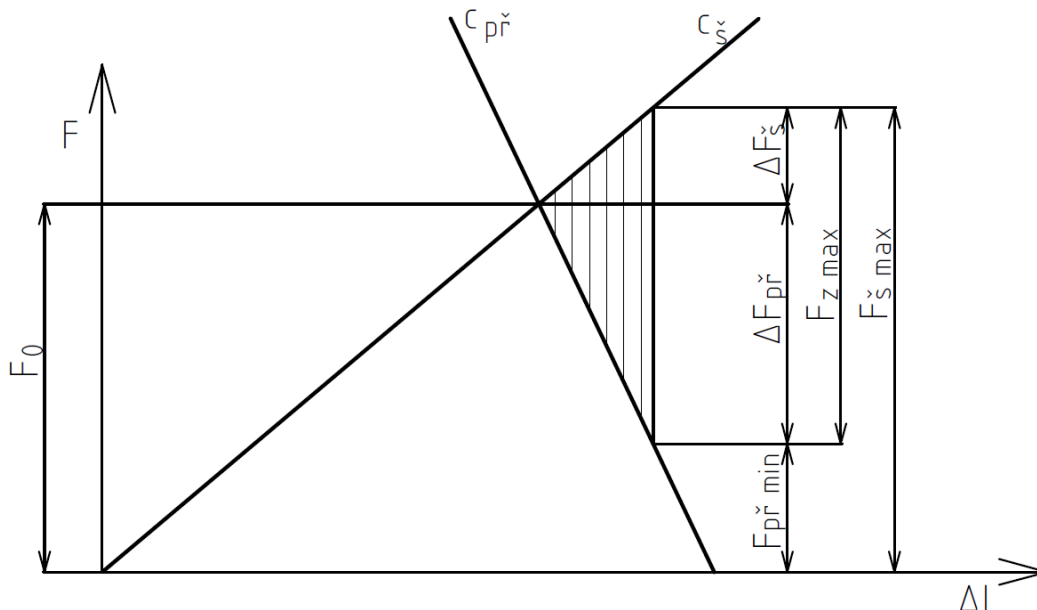
$$c_{pr} = \frac{F_{zk}}{y_{zk}} = \frac{2000}{0,002373} = 842815,00 \text{ Nm m}^{-1} \quad (2.51)$$

kde $F_{zk} = 2000 \text{ N}$ je zkušební síla působící na podložku a $y_{zk} = 0,002373 \text{ m}$ je deformace přírub touto silou vyvolaná.



Obr. 2.9 Určení tuhosti přírub metodou MKP

d) Určení zatížení šroubu:



Obr. 2.10 Diagram předepjatého šroubu

- maximální zatížení pružinami působící na jeden šroub:

$$F_{z \max} = \frac{F_{\max}}{i_{M10}} = \frac{26\,747,7}{9} = 2\,971,97\,N \quad (2.52)$$

- součinitel těsnosti spoje: $\psi = (0,3 \div 1,3) \Rightarrow$ volím 1,3

- minimální síla v přírubách:

$$F_{pr \min} = \tau_{z \max} \cdot \psi = 197197 \cdot 1,3 = 256356 N \quad (2.50)$$

- změna sil ve spoji vlivem zatížení:

$$\Delta_{\text{max}} = \tau_{z \text{ max}} \cdot \frac{c_s}{c_s + v_{pr}} = 197,197 \cdot \frac{90477,94}{90477,94 + 142815,00} = 188,12 N \quad (2.53)$$

$$\Delta_{\text{max}} = \frac{c_{pr}}{c_{pr} + c_{\text{max}}} = 197197 \cdot \frac{842815,00}{842815,00 + 10477,94} = 168385 N \quad (2.54)$$

- montážní předpětí:

$$F_o = F_{pr \min} + \Delta F_{pr} = 1863,56 + 1683,85 = 3547,41 N \quad (2.55)$$

- maximální osová síla ve šroubu:

$$F_{\xi \max} = \tau_{p\check{r} \min} + \tau_{z \max} = 186356 + 197197 = 383553N \quad (2.56)$$

- moment tření na závitu:

$$M_{tz} = \frac{I_{2M10}}{2} \cdot F_0 \cdot \tan(\varphi + \psi_{\text{rel}10}) = \frac{9,026}{2} \cdot 6\,547,41 \cdot \tan(8,86022 + 0,02806) = 5\,220,53 \text{ Nm} \quad (2.57)$$

- moment tření pod maticí:

$$M_{tm} = \tau_o \cdot \frac{s + l_d}{4} \cdot f_m = 547,41 \cdot \frac{16 + 0,5}{4} \cdot 0,135 = 855,84 \text{ Nm} \quad (2.58)$$

kde $f_m = 0,135$ je součinitel tření pod maticí (zvoleno stejnou hodnotu jako f_z)

- potřebný utahovací moment:

$$M_u = M_{tm} + M_{tz} = 855,84 + 220,53 = 2076,37 \text{ Nm} \quad (2.59)$$

e) Určení napětí a výsledné bezpečnosti:

- tahové napětí:

$$\sigma_s = \frac{F_{s \max}}{\pi \frac{d_{3M10}^2}{4}} = \frac{6835,53}{\pi \frac{8,160^2}{4}} = 30,71 \text{ MPa} \quad (2.60)$$

- napětí v krutu ve šroubu:

$$\tau_s = \frac{M_{tz}}{\pi \frac{d_{3M10}^3}{16}} = \frac{6220,53}{\pi \frac{8,160^3}{16}} = 8,31 \text{ MPa} \quad (2.61)$$

- redukované napětí:

$$\sigma_{red s} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{30,71^2 + 3 \cdot 8,31^2} = 75,17 \text{ MPa} \quad (2.62)$$

- statická bezpečnost šroubu:

$$k_{ss} = \frac{R_{es}}{\sigma_{red s}} = \frac{640}{75,17} = 3,65 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.63)$$

kde $R_{es} = 640 \text{ MPa}$ je mez kluzu v tahu pro závitovou tyč pevnostní třídy 8.8.

2.3.7 Pevnostní kontrola kolíků spojky

a) Parametry kolíkového spoje

- rozměry:

$$a = 15 \text{ mm}$$

$$b = 15 \text{ mm}$$

$$c = 10 \text{ mm}$$

$$z = 1 \text{ mm}$$

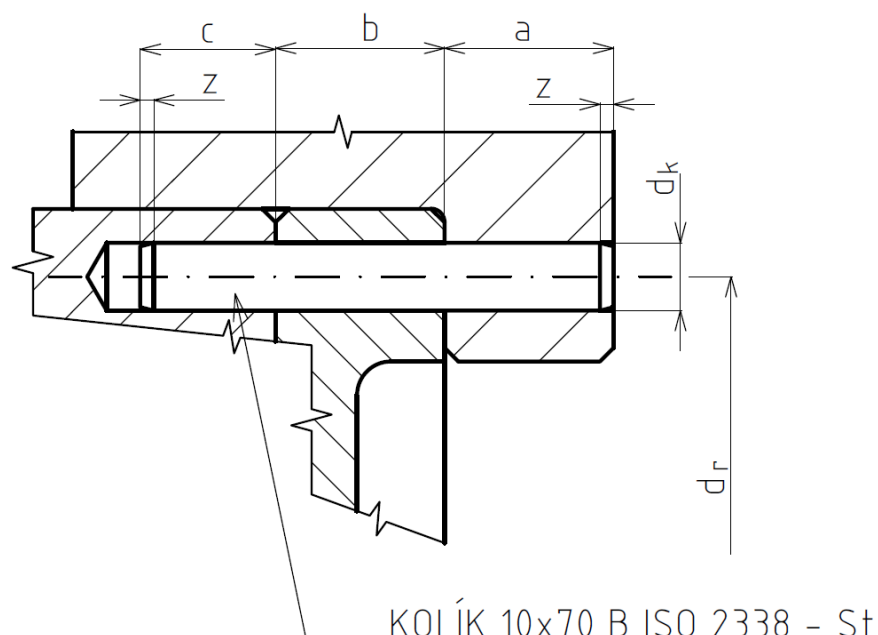
- počet kolíků:

$$n_k = 5$$

- průměr kolíku:

$$d_k = 8 \text{ mm}$$

- průměr roztečné kružnice kolíkových spojů: $d_r = 115 \text{ mm}$



Obr. 2.11 Rozměry kolíkového spoje

a) Síla působící na jeden kolík:

$$F_k = \frac{2 \cdot M_{k2\max}}{d_r \cdot n_k} = \frac{2 \cdot 1320 \cdot 10^3}{315 \cdot 6} = 39683 \text{ N} \quad (2.64)$$

b) Kontrola na otláčení:

- otláčení otvorů šnekového věnce:

$$p_a = \frac{F_k}{(a - z) \cdot d} = \frac{139683}{(25 - 2) \cdot 10} = 5,07 \text{ MPa} \quad (2.65)$$

Pozn.: Dovolенý tlak pro kolíkový spoj a materiál spojované součásti – bronz - nebyl nalezen. Vypočtená hodnota tlaku je však velmi malá, a proto je z nejvyšší pravděpodobnosti vyhovující.

- otláčení otvorů nosného kotouče:

$$p_b = \frac{F_k}{b \cdot d} = \frac{139683}{25 \cdot 10} = 5,59 \text{ MPa} < p_{dov L} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.66)$$

kde $p_{dov L} = 10 \text{ MPa}$ je dovolený tlak pro kolíkový spoj a otvor z litiny.

- otláčení otvorů pláště spojky:

$$p_c = \frac{F_k}{(c - z) \cdot d} = \frac{139683}{(20 - 2) \cdot 10} = 7,76 \text{ MPa} < p_{dov O} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.67)$$

kde $p_{dov O} = 10 \text{ MPa}$ je dovolený tlak pro kolíkový spoj a otvor z oceli 11 523.

c) Kontrola na stříh:

$$\tau = \frac{F_k}{\frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} = \frac{139683}{\frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = 17,78 \text{ MPa} < \tau_{dov} \quad (2.68)$$

kde $\tau_{\text{lov}} = 15 \text{ MPa}$ je dovolené namáhání ve střihu kolíku z automatové oceli 11 140.

2.4 Deformační kontrola hřídele šneku

Deformační kontrola byla provedená v Inventoru pro oba směry otáčení šnekového hřídele, přičemž bylo uvažováno maximální přetížení. Pro řešený případ, kdy šnek je pouze zušlechťován je dovolený průhyb šnekového hřídele $0,01 \cdot m$. To odpovídá 0,1 mm. Při určování deformací šnekového hřídele se v místě šneku počítá s roztečným průměrem, nikoli s patním, neboť se tím zohledňuje vyztužení hřídele závity. Z obrázků (obr. 2.17, obr. 2.18) je patrné, že pro oba směry otáčení je průhyb přibližně 0,0115 mm, to znamená, že nepřekračuje dovolenou hodnotu.

- síly a momenty při maximálním zatížení hřídele šneku (zvětšené o součinitel K_{AS}):

$$F_{r2MAX} = F_{r2} \cdot K_{AS} = 1017,97 = 1421,56 \text{ N} \quad (2.69)$$

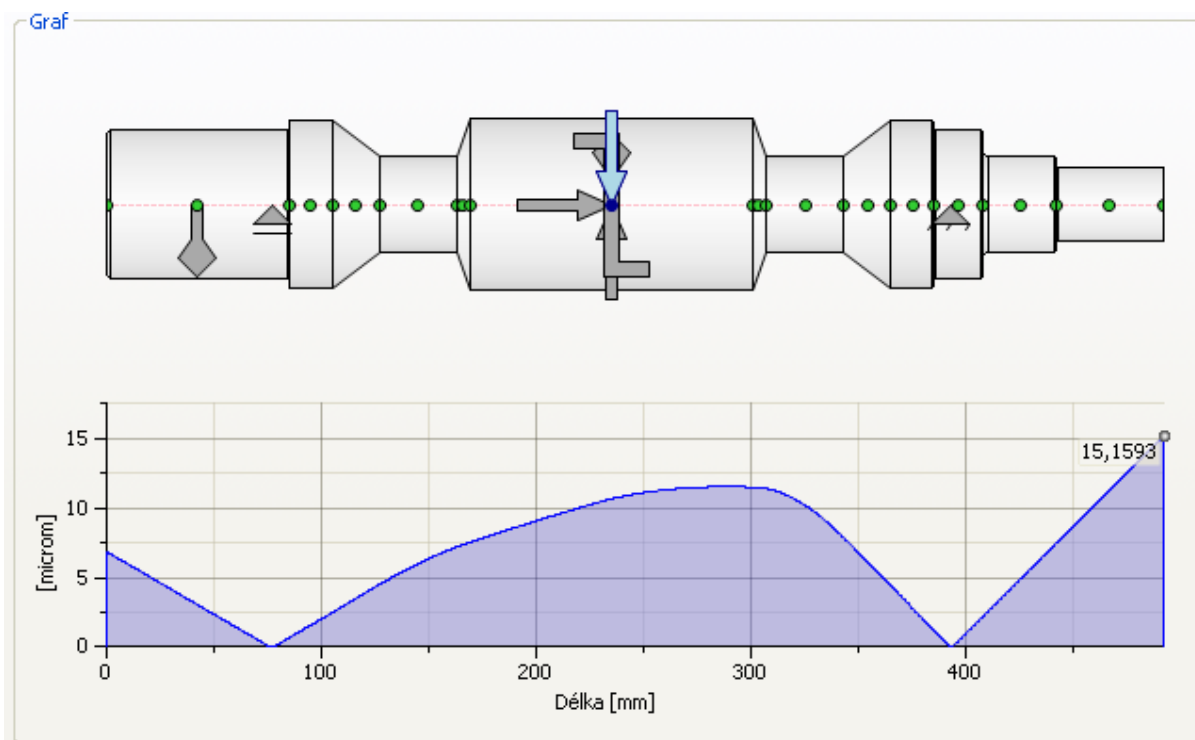
$$F_{t2MAX} = F_{t2} \cdot K_{AS} = 533,15 \cdot 1,2 = 639,78 \text{ N} \quad (2.70)$$

$$F_{a2MAX} = F_{a2} \cdot K_{AS} = 182,40 \cdot 1,2 = 218,88 \text{ N} \quad (2.71)$$

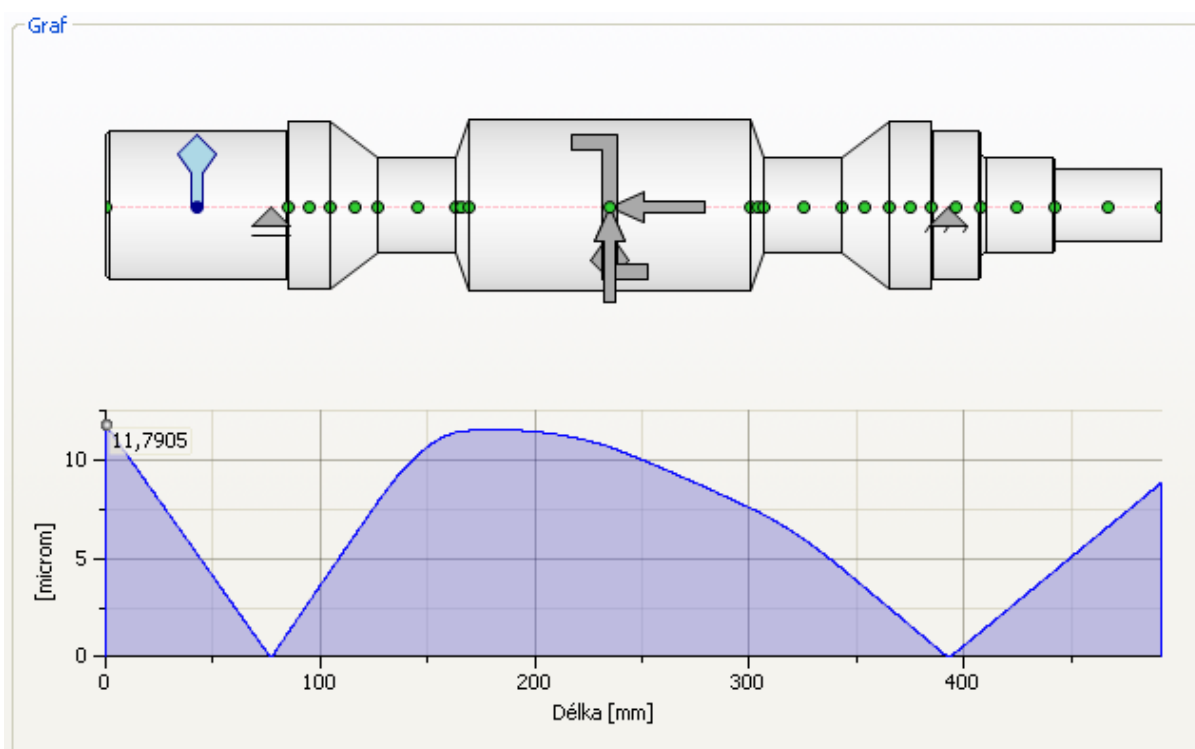
$$M_{k1MAX} = M_{k1} \cdot K_{AS} = 11390,26 \cdot 1,2 = 13668,31 \text{ Nm} \quad (2.72)$$

kde $M_{k1} = 11390,26 \text{ Nm}$ je krouticí moment na vstupním hřídeli (viz příloha č.2)

$$M_{o1MAX} = F_{t2} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot K_{AS} = 533,15 \cdot \frac{80}{2} \cdot 1,2 = 26559,2 \text{ Nm} \quad (2.73)$$



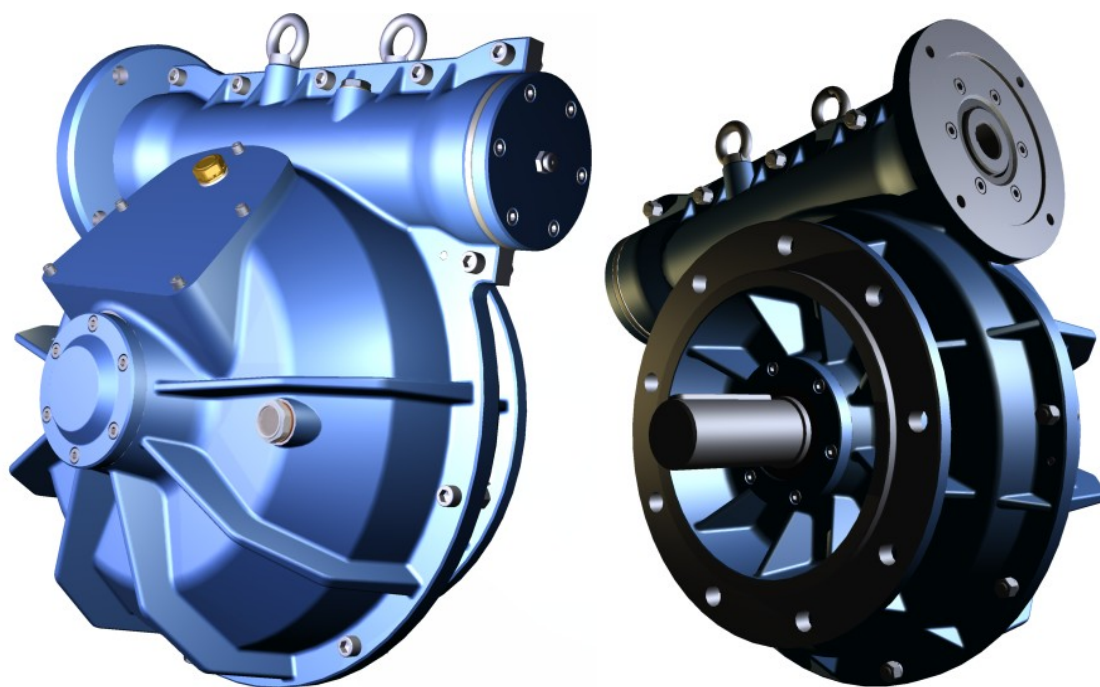
Obr. 2.17 Průhyb hřídele při otáčení doprava



Obr. 2.17 Průhyb hřídele při otáčení doleva

3 Závěr

Navržené zařízení vyhovuje zadaným a předpokládaným podmínkám provozu. Z výpočtů je patrné, že některé součásti jsou silně předimenzovány. Vyplývá to především z konstrukčního uspořádání. Samozřejmě by šlo provést určité optimalizační úpravy vedoucí k snížení hmotnosti a spotřeby materiálu, a také ke zjednodušení výrobní technologie. To je však předmětem dalšího vývoje.



Obr. 3.1 Navržená převodovka

Z výpočtu vyplývá, že součástí s nejnižší životností je ložisko v podpoře C (viz. příloha č. 4: „Výpočet valivých ložisek“). Je to dáno především velkými sníženími součinitele a_{SKF} vlivem poklesu viskozity při vysoké provozní teplotě. Bude-li však provoz převodovky přerušovaný, bude po většinu doby teplota nižší než předpokládaných 100°C , provozní hodnota viskozity bude vyšší a zlepšené mazání prodlouží životnost ložiska.

Navržené zařízení se jeví jako kompaktní celek s malými rozměry a s vhodně navrženými připojovacími prvky. Je vybaveno prvky pro zjednodušení montáže a manipulace (závěsné šrouby), jsou zde rovněž komponenty pro jednoduchou údržbu (nalévací otvory, vypouštěcí otvory, nahlížecí otvor, olejznak). Po zhotovení kompletní výkresové dokumentace by bylo možno navrženou převodovku vyrobit a provozovat.

4 Seznam použité literatury, webových stránek a software

LITERATURA

- [1] BOLEK, Alfred; KREJČÍ, Václav. *Hřidelové spojky*. Vyd. 1. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1967. 532 s.
- [2] BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef. *Části strojů : 2. svazek*. Vyd. 5. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. 712 s. ISBN 80-03-00426-8.
- [3] DEJL, Zdeňk. *Konstrukce strojů a zařízení I. : spojovací části strojů*. Vyd. 1. Ostrava : MONTANEX, 2000. 236 s. ISBN 80-7225-018-3.
- [4] HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava, VŠB – TU Ostrava, 2007. 99 s. www.347.vsb.cz.
- [5] HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů : cvičení*. Ostrava, VŠB – TU Ostrava, 2007. 47 s. www.347.vsb.cz.
- [6] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : Části spojovací*. Vyd. 1. Ostrava : VŠB - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2009. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [7] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : Části pohonů strojů*. Vyd. 1. Ostrava : VŠB - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [8] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu*. Ostrava, vysokoškolská příručka VŠB-TU Ostrava, 2009. 23 s. www.347.vsb.cz.
- [9] KŘÍŽ, Rudolf; TRČKA, Josef. *Tabulky materiálů pro strojírenství : I. část, kovové materiály - železné kovy*. Vyd. 1. Ostrava : MONTANEX, 1999. 353 s. ISBN 80-85780-92-5.
- [10] KŘÍŽ, Rudolf; VÁVRA, Pavel. *Strojírenská příručka : 6. svazek, Části strojů a převody (2. část)*. Vyd. 1. Praha : SCIENTIA, 1995. 292 s. ISBN 80-85827-88-3.
- [11] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky : Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Vyd. 1. Praha : ALBRA, 2003. 872 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [12] MAŠEK, Antonín. *Příručka pro ročníkové projektování : Část II, Převodovky*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1959. 274 s.
- [13] MEDVECKÝ, Štefan, et al. *Konštruovanie 1*. 1. vydanie. Žilina : Žilinská univerzita , 2007. 623 s. ISBN 978-80-8070-640-1.
- [14] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů : Spoje*. 2. vydání. Ostrava : VŠB - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2009. 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.

- [15] NĚMČEK, Miloš; MIKEŠ, Ivan. *Návody na cvičení I. : Konstrukce převodových skříní*. Vyd. 1. Ostrava : VŠB - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 1993. 124 s. ISBN 80-7078-200-5.
- [16] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II. : čelní ozubená kola*. Vyd. 1. Ostrava : MONTANEX, 2001. 302 s. ISBN 80-7225-051-5.
- [17] REMTA, František; KUPKA, Ladislav. *Jeřáby : I. díl*. Vyd. 1. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1959. 620 s. (3)
- [18] PRŠIL, Ludvík. *Výpočet únosnosti šnekového soukolí*. Liberec, Výukový text TUL – TECHNICKÁ UNIVERZITA LIBEREC, 2010. 12 s. <http://www.kst.tul.cz>
- [19] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů - strojní součásti : Učebnice pro střední průmyslové školy*. Vyd. 2. Brno : Computer Press , 2003. 158 s. ISBN 80-7226-311-0.

WEBOVÉ STRÁNKY

- [20] http://www.alcomex.cz/Katalog/stempel_15-19.pdf
- [21] http://www.chiaravalli.com/home/pdf_motori/MOTORIDUTTORI_RIDUTTORI_VITE_SENZA_FINE_CHM.pdf
- [22] www.exvalos.cz/katalog-lozisek-skf/
- [23] http://www.exvalos.cz/soubory/File/SKF_kluzna_loziska.pdf
- [24] <http://www.kvelb.cz/public/data/documentation/1LA7%20katalog%20CZ%20K02-0811%202008.pdf>
- [25] <http://www.lubstar.info/cz/technicke-listy/Mobil%20Glygoyle%20HE%20rada%20new.pdf>
- [26] <http://www.marek.eu/cz/produkty/b-kipp-b-b-norelem-b-mechanicke-komponenty/prostroje/olejoznaky-zatky-odvzdusnovaci-uzavery-a-uzavery-se-sroubenim-merky-plnici-hrdla/>
- [27] <http://www.maziva.webz.cz/pmcelkove.html>
- [28] <http://www.metalfix.cz/spojovaci-material/zavitova-tyc-6010.htm>
- [29] <http://www.mitcalc.com/doc/gear4/help/cz/gear4.htm>
- [30] http://www.haberkorn.cz/files/file/normovane-dily/nd_maznice.pdf

SOFTWARE

- [26] Program AutoCAD 2010/2011
- [27] Program AutoCAD Mechanical 2010/2011
- [28] Program Autodesk Inventor Professional 2010/2011
- [29] Němček M.: Program CSNw – ČSN 01 4686, VERZE 2.0, 2010

5 Seznam příloh

Příloha č. 1: Výstupní hodnoty výpočtu šnekového soukolí z programu Inventor

Příloha č. 2: Statický výpočet hřídelí

Příloha č. 3: Pevnostní kontrola hřídelí

Příloha č. 4: Výpočet valivých ložisek

Příloha č. 5: Výkres sestavení „ŠNEKOVÁ PŘEVODOVKA“, č. výkresu: BCP - BAR959

Příloha č. 6: Seznam položek „ŠNEKOVÁ PŘEVODOVKA“, č. výkresu: BCP - BAR959 - K

Příloha č. 7: Výrobní výkres „VĚNEC ŠNEKOVÉHO KOLA“, č. výkresu: BCP – BAR959 - 02

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucí své bakalářské práce paní Ing. Mileně Hrudíčkové, Ph.D. za pomoc, věcné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce. Rovněž chci poděkovat svým rodičům za podporu při studiu během celého bakalářského studia.

Příloha č. 1: Výstupní hodnoty výpočtu šnekového soukolí z programu Inventor

a) Tabulky geometrických parametrů

Tab. 1/příloha 1 Společné parametry šneku a šnekového kola

Převodový poměr	u	40,0000
Modul	m	9,923 mm
Osový modul	m_x	10,000 mm
Úhel sklonu	γ	7,1250 deg
Úhel profilu	α	19,8577 deg
Součinitel průměru šneku	q	8,0000
Vzdálenost os	a_w	240,000 mm
Osová rozteč zubů	p_x	31,4159 mm
Rozteč zubů	p_n	31,1733 mm
Základní rozteč	p_b	29,521 mm
Stoupání šroubovice	p_z	31,416 mm
Délka šneku	b_1	140,000 mm
Šířka kola	b_2	80,000 mm
Osový úhel profilu	α_x	20,0000 deg
Základní úhel sklonu	β_b	6,6994 deg
Součinitel trvání záběru	ε	2,1655
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,8472
Součinitel záběru kroku	ε_β	0,3183
Mezní úchylka úhlu os	F_β	0,0120 mm
Zaručená boční vůle	j_{nmin}	0,072 mm
Mezní úchylka vzdálenosti os	f_a	0,042 mm

Tab. 2/příloha 1 Rozměry šnekového kola a šneku

		Šnek	Šnekové kolo
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet chodů	z	1,000	
Počet zubů	z		40,000
Jednotkové posunutí	x	0,0000	0,0000
Průměr roztečné kružnice	d	80,000 mm	400,000 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	100,000 mm	420,000 mm
Průměr patní kružnice	d_f	56,000 mm	376,000 mm
Vnější průměr věnce	d_{ae}		430,000 mm
Průměr základní kružnice	d_b	75,175 mm	375,877 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	80,000 mm	400,000 mm

Úhel zkosení věnce kola	δ		53,13 deg
Výška hlavy zubu	a^*	1,0000	1,0000
Hlavová vůle	c^*	0,2000	0,2000
Zaoblení paty	r_f^*	0,3000	0,3000
Tloušťka zubu	s	15,587 mm	15,587 mm
Osová tloušťka zubu	s_x	15,708 mm	15,708 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0140 mm	0,0450 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0120 mm	0,0160 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0110 mm	0,0150 mm
Náhradní počet zubů	z_v		40,941
Min. doporučená korekce	x_{min}		-2,109

b) Tabulky zatížení a materiálových parametrů

Tab. 3/příloha 1 Síly v ozubení, přenášený výkon

		Šnek	Šnekové kolo
Výkon	P	4,768 kW	4,215 kW
Otáčky	n	1455,00 rpm	36,38 rpm
Svěrný moment	T	31,296 N m	1106,630 N m
Účinnost	η	0,884 ul	
Radiální síla	F_r	2017,967 N	
Obvodová síla	F_t	782,402 N	5533,149 N
Axiální síla	F_a	5533,149 N	782,402 N
Normální síla	F_n	5940,705 N	
Obvodová rychlost	v	6,095 mps	0,762 mps
Kluzná rychlost	v_k	6,142 mps	

Tab. 4/příloha 1 Materiálové parametry

		Šnek	Šnekové kolo
		Ocel	CSN 423137
Mez pevnosti v tahu	S_u		190 MPa
Mez kluzu v tahu	S_v		110 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	104000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300	0,310
Mezní napětí v ohybu	S_n		160,0 MPa
Mezní napětí v dotyku	K_w		0,6 MPa
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}		100,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}		160,0 MPa
Tvrdość na boku zubu	VHV		70
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}		250000000
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}		250000000
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F		9,000

Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H		8,000
Max. kluzná rychlost	v_{max}		10,000 mps

c) Pevnostní kontrola ozubení

Tab. 5/příloha 1 Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,150 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,025	1,025
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,015	1,012
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	0,722	0,722
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,200 ul	

Tab. 6/příloha 1 Součinitele pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	155,827
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,492
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,733
Součinitel životnosti	Z_N	1,319
Součinitel maziva	Z_L	1,000
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	1,000

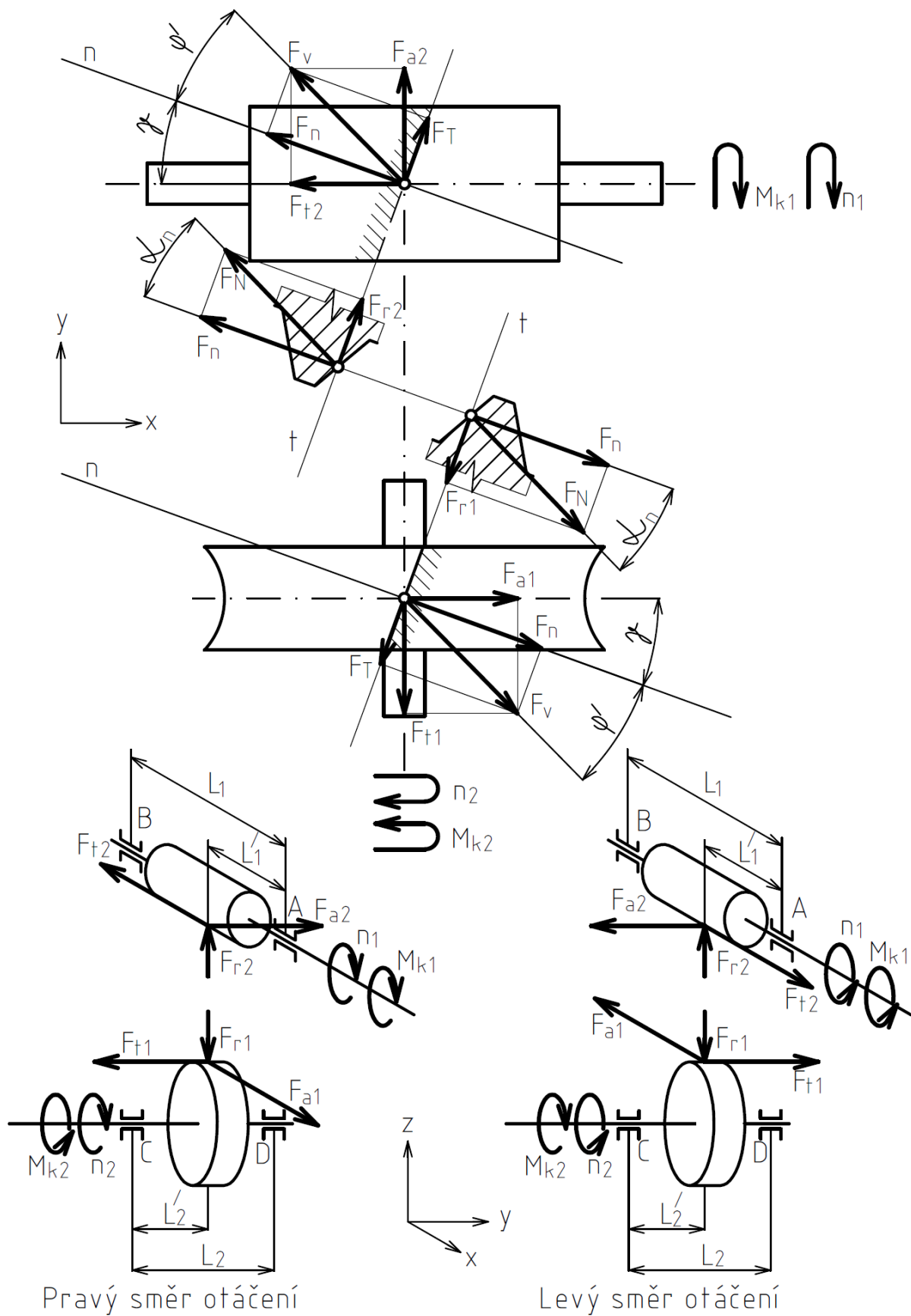
Tab. 7/příloha 1 Součinitele pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	1,537
Součinitel sklonu zubu	Y_β	0,981
Součinitel délky dotyku	Y_ϵ	0,633
Součinitel počtu reverzací	Y_A	0,700
Součinitel životnosti	Y_N	1,279
Součinitel velikosti	Y_X	1,000

Tab. 8/příloha 1 Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,439
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	15,752
Průhyb hřídele šneku	y	0,0047 mm
Ztrátový výkon	P_z	0,696 kW
Max. odvedené teplo	Q	4,846 kW
Kontrolní výpočet		Kladný

Příloha č. 2: Statický výpočet hřídelí



Obr. 1/příloha 2 Síly v ozubení

Na obr. 1/příloha 1 je znázorněno rozložení sil v ozubení, a také směry jejich působení na jednotlivá kola šnekového převodu. Jmenovité hodnoty tečných, radiálních a axiálních sil v ozubení byly vypočteny v INVENTORU (viz tab. 3/příloha 1). Níže jsou uvedeny všechny parametry potřebné pro statický výpočet, který byl proveden pro oba směry otáčení hřídelí. Při výpočtu reakcí a vnitřních statických účinků je u hnaného hřídele brána v úvahu i samotná tíha tohoto hřídele včetně spojky, ložisek a věnce šnekového kola umístěná do těžiště ve vzdálenosti m od podpory C. Zavedení tíhové síly do těžiště je pouze určitou aproximací skutečného stavu a pro výpočet vnitřních statických účinků by bylo vhodnější použití spojitého zatížení. Bylo by to však zbytečně komplikované. Zavedená aproximace však neovlivní výrazně pevnostní výpočet a zpřesní určení reakčních sil v podporách potřebných pro výpočet životnosti ložisek.

a) Síly a momenty potřebné pro statický výpočet:

- radiální síla šneku: $F_{r1} = 1017,97 N$

- radiální síla šnekového kola: $F_{r2} = 1017,97 N$

- tečná síla šneku: $F_{t1} = 18240 N$

- tečná síla šnekového kola: $F_{t2} = 1533,15 N$

- axiální síla šneku: $F_{a1} = 1533,15 N$

- axiální síla šnekového kola: $F_{a2} = 18240 N$

- tíhová síla hnaného hřídele, spojky a věnce šnekového kola:

$$G = 1075,31 N$$

- krouticí moment na hnacím hřídeli:

$$M_{k1} = \frac{M_{k2}}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 \cdot \eta_7 \cdot \eta_8 \cdot \eta_9 \cdot \eta_{10} \cdot \eta_{11} \cdot \eta_{12}} = \frac{1100000}{0,997^2 \cdot 0,997 \cdot 0,884 \cdot 40} = 11390,26 Nm$$

- krouticí moment na hnaném hřídeli: $M_{k2} = 100000 Nm$

b) Rozměry potřebné pro statický výpočet (viz obr. 1/příloha 2 až obr 5/příloha 2):

- rozměry uložení hřídelů: $L_1 = 116 mm$

$$L'_1 = 58 mm$$

$$L_2 = 173 mm$$

$$L'_2 = 11 mm$$

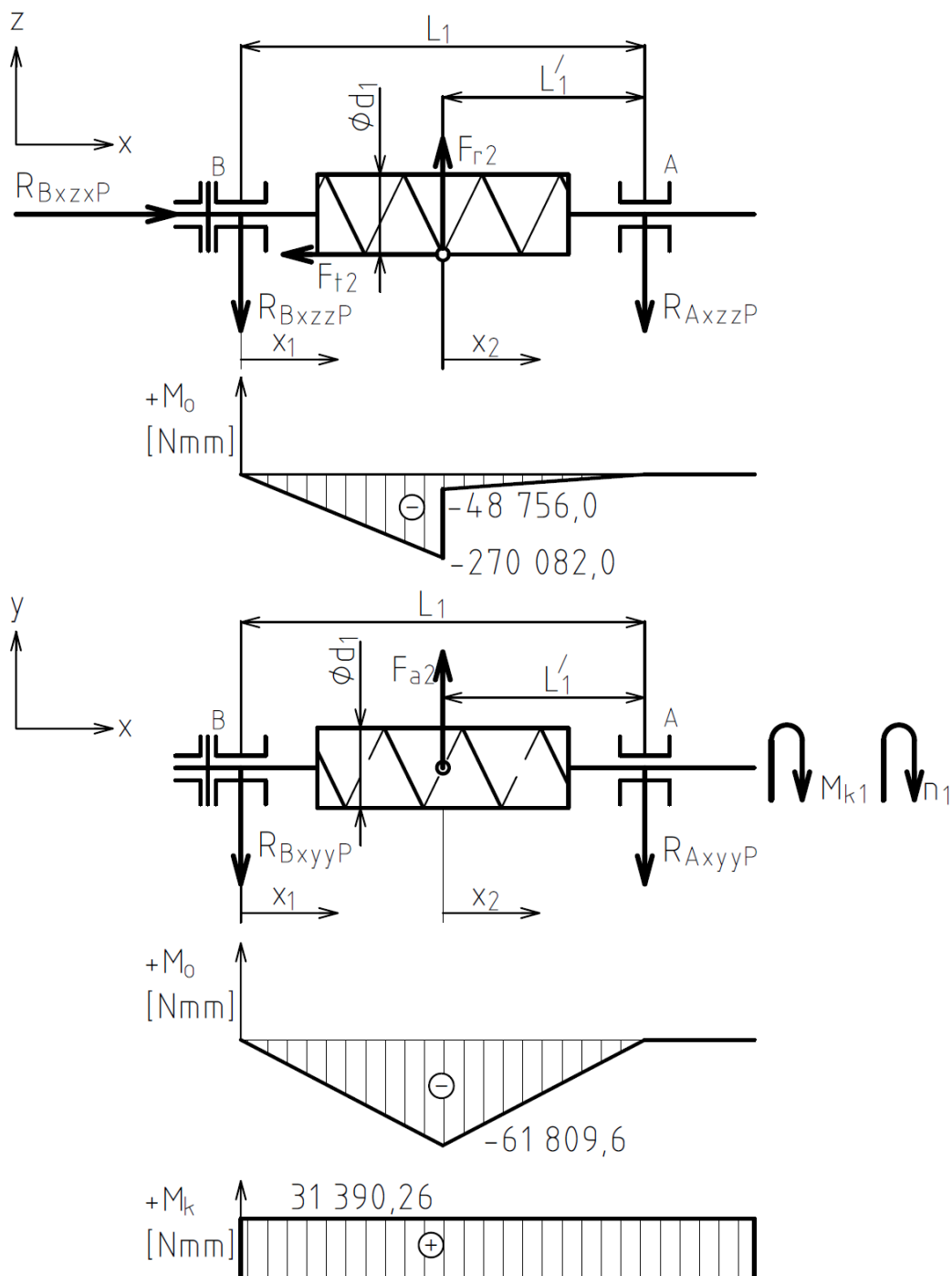
- roztečné průměry kol: $d_1 = 10 mm$

$$d_2 = 100 mm$$

- vzdálenost těžiště T od podpory C: $m = 103,6 mm$

Statický výpočet hřídele šneku:

a) Pravý směr otáčení



Obr. 2/příloha 2 Vnitřní statické účinky v hřídeli šneku při pravém směru otáčení

- reakce v rovině xz při pravém směru otáčení:

$$\Sigma F_{xzxP} = 0: R_{BxzxP} - F_{t2} = 0$$

$$\Sigma F_{xzzP} = 0: -R_{BxzzP} + F_{r2} - R_{AxzzP} = 0$$

$$\Sigma M_{BxzP} = 0: -F_{t2} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r2} \cdot (L_1 - L'_1) - R_{AxzP} \cdot L_1 = 0$$

$$R_{AxzP} = \frac{F_{r2} \cdot (L_1 - L'_1) - F_{t2} \cdot \frac{d_1}{2}}{L_1} = \frac{2017,97 \cdot (316 - 58) - 533,15 \cdot \frac{80}{2}}{316} = 108,59 N$$

$$R_{BxzP} = F_{r2} - R_{AxzP} = 2017,97 - 108,59 = 1909,38 N$$

$$R_{BxzP} = F_{t2} = 533,15 N$$

- vnitřní statické účinky v rovině xz při pravém směru otáčení:

$$M_{oxz1P} = - R_{BxzP} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0: M_{oxz1P} = - 1909,38 \cdot 0 = 0 Nm$$

$$x_1 = L_1 - L'_1: M_{oxz1P} = - 1909,38 \cdot (316 - 58) = - 60082,04 Nm$$

$$M_{oxz2P} = - R_{BxzP} \cdot (L_1 - L'_1 + L'_2) + F_{t2} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r2} \cdot x_2$$

$$x_2 = 0: M_{oxz2P} = - 1909,38 \cdot (316 - 58 + 0) + 533,15 \cdot \frac{80}{2} + 2017,97 \cdot 0 = - 8756,04 Nm$$

$$x_2 = L'_1: M_{oxz2P} = - 1909,38 \cdot (316 - 58 + 58) + 533,15 \cdot \frac{80}{2} + 2017,97 \cdot 158 = 1,18 \approx 0 Nm$$

- reakce v rovině xy při pravém směru otáčení:

$$\Sigma F_{xyyP} = 0: -R_{BxyyP} + F_{a2} - R_{AxyyP} = 0$$

$$\Sigma M_{BxyP} = 0: F_{a2} \cdot (L_1 - L'_1) - R_{AxyyP} \cdot L_1 = 0$$

$$R_{AxyyP} = \frac{F_{a2} \cdot (L_1 - L'_1)}{L_1} = \frac{78240 \cdot (316 - 58)}{316} = 19120 N$$

$$R_{BxyyP} = F_{a2} - R_{AxyyP} = 78240 - 19120 = 59120 N$$

- vnitřní statické účinky v rovině xy při pravém směru otáčení:

$$M_{oxy1P} = - R_{BxyyP} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0: M_{oxy1P} = - 59120 \cdot 0 = 0 Nm$$

$$x_1 = L_1 - L'_1: M_{oxy1P} = - 59120 \cdot (316 - 58) = - 18096 Nm$$

$$M_{oxy2P} = - R_{BxyyP} \cdot (L_1 - L'_1 + L'_2) + F_{a2} \cdot x_2$$

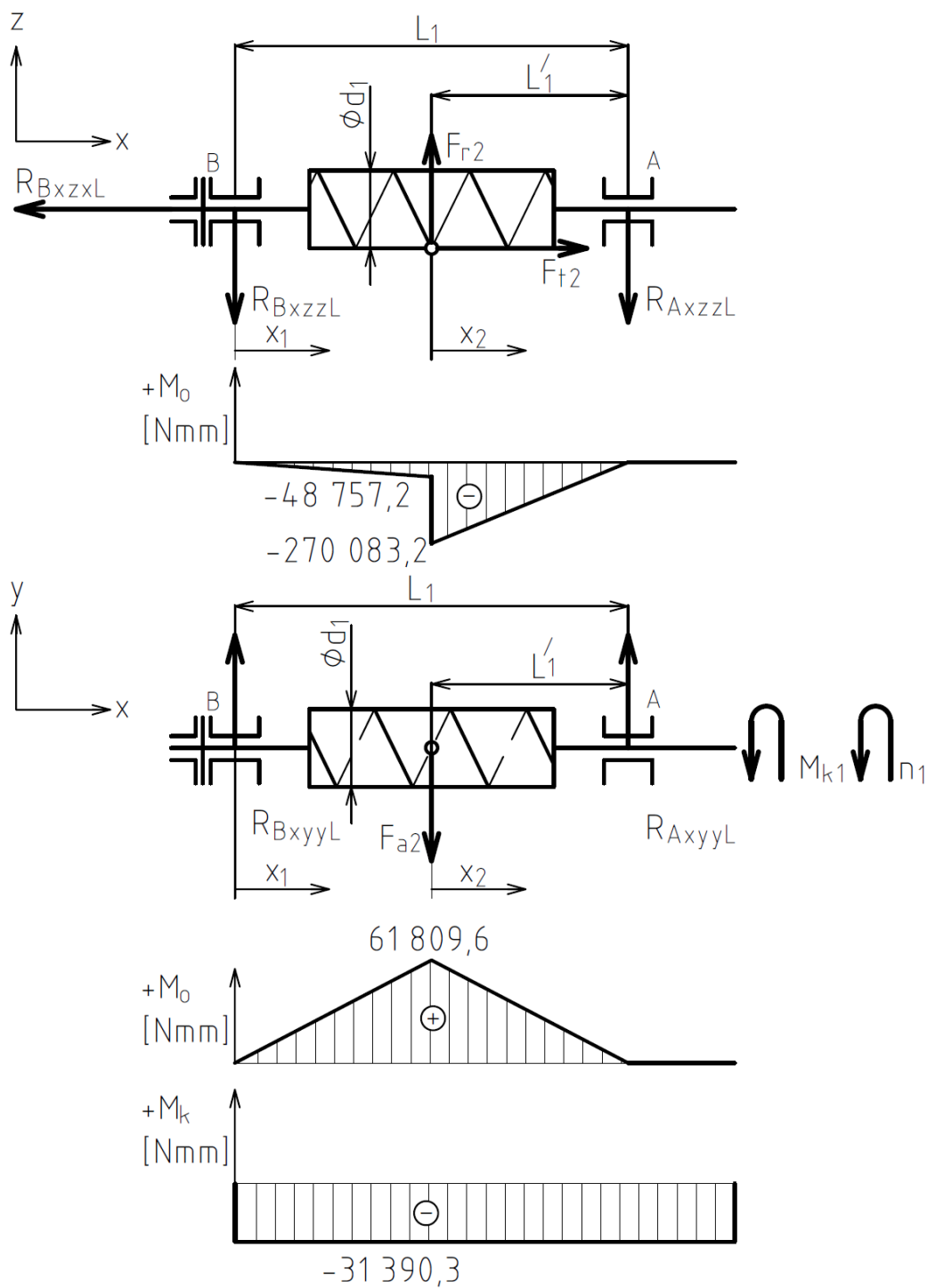
$$x_2 = 0: M_{oxy2P} = - 59120 \cdot (316 - 58 + 0) + 78240 \cdot 0 = - 18096 Nm$$

$$x_2 = \frac{r_1'}{r_1} : M_{axyx2P} = -912 \cdot (316 - 58 + 58) + 182,40 \cdot 158 = 19\,Nm$$

$$M_{kxyx1P} = 19\,Nm$$

$$M_{kxyx2P} = M_{k1} = 1\,390,26\,Nm$$

b) Levý směr otáčení



Obr. 3/příloha 2 Vnitřní statické účinky v hřídeli šneku při levém směru otáčení

- reakce v rovině xz při levém směru otáčení:

$$\Sigma F_{xzxL} = 0: -R_{BxzxL} + F_{T2} = 0$$

$$\Sigma F_{xzzL} = 0: -R_{BxzzL} + F_{r2} + R_{AxzzL} = 0$$

$$\Sigma M_{BxL} = 0: F_{r2} \cdot (L_1 - L'_1) + F_{t2} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{AxyyL} \cdot L_1 = 0$$

$$R_{AxzzL} = \frac{F_{r2} \cdot (L_1 - L'_1) + F_{t2} \cdot \frac{d_1}{2}}{L_1} = \frac{2017,97 \cdot (316 - 58) + 1533,15 \cdot \frac{80}{2}}{316} = 709,38 N$$

$$R_{BxzzL} = F_{r2} - R_{AxzzL} = 2017,97 - 709,38 = 1308,59 N$$

$$R_{BxzxL} = F_{t2} = 1533,15 N$$

- vnitřní statické účinky v rovině xz při levém směru otáčení:

$$M_{oxzx1L} = - R_{BxzzL} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0: M_{oxzx1L} = - 08,59 \cdot 0 = 0 Nm$$

$$x_1 = L_1 - L'_1: M_{oxzx1L} = - 08,59 \cdot (316 - 58) = - 8757,22 Nm$$

$$M_{oxzx2L} = - R_{BxzzL} \cdot (L_1 - L'_1 + L'_2) - F_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot x_2$$

$$x_2 = 0: M_{oxzx2L} = - 08,59 \cdot (316 - 58 + 0) - 1533,15 \cdot \frac{80}{2} + 2017,97 \cdot 0 = - 70083,22 Nm$$

$$x_2 = L'_1: M_{oxzx2L} = - 08,59 \cdot (316 - 58 + 58) - 1533,15 \cdot \frac{80}{2} + 2017,97 \cdot 158 = - 18 \approx 0 Nm$$

- reakce v rovině xy při levém směru otáčení:

$$\Sigma F_{xyyL} = 0: R_{BxyyL} - F_{a2} + R_{AxyyL} = 0$$

$$\Sigma M_{BxyL} = 0: -F_{a2} \cdot (L_1 - L'_1) + R_{AxyyL} \cdot L_1 = 0$$

$$R_{AxyyL} = \frac{F_{a2} \cdot (L_1 - L'_1)}{L_1} = \frac{78240 \cdot (316 - 58)}{316} = 19120 N$$

$$R_{BxyyL} = F_{a2} - R_{AxyyL} = 78240 - 19120 = 59120 N$$

- vnitřní statické účinky v rovině xy při levém směru otáčení:

$$M_{oxyx1L} = R_{BxyyL} \cdot x_1$$

$$x_1 = 0: M_{oxyx1L} = 59120 \cdot 0 = 0 Nm$$

$$x_1 = L_1 - l_1' : M_{oxy1L} = 91,20 \cdot (316 - 58) = 51809,60 \text{ Nm m}$$

$$M_{oxy2L} = R_{xyyL} \cdot (L_1 - l_1' + l_2) - r_{a2} \cdot x_2$$

$$x_2 = 0 : M_{oxy2L} = 91,20 \cdot (316 - 58 + 0) - 8240 \cdot 0 = 51809,60 \text{ Nm m}$$

$$x_2 = l_1' : M_{oxy2L} = 91,20 \cdot (316 - 58 + 58) - 8240 \cdot 158 = 0 \text{ Nm m}$$

$$M_{kxy1L} = 0 \text{ Nm m}$$

$$M_{kxy2L} = -I_{k1} = -1390,26 \text{ Nm m}$$

Statický výpočet hřídele šnekového kola:

a) Pravý směr otáčení

- reakce v rovině yz při pravém směru otáčení

$$\Sigma F_{yzyP} = 0 : R_{DyzyP} - F_{t1} = 0$$

$$\Sigma F_{yzzP} = 0 : R_{CyzzP} - F_{r1} - G + R_{DyzzP} = 0$$

$$\Sigma M_{CyzP} = 0 : F_{t1} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r1} \cdot L_2' - G \cdot m + R_{DyzzP} \cdot L_2 = 0$$

$$R_{DyzzP} = \frac{-r_{t1} \cdot \frac{d_2}{2} + r_{r1} \cdot L_2' + G \cdot m - 8240 \cdot \frac{400}{2} + 1017,97 \cdot 81 + 075,31 \cdot 103,6}{L_2} = \frac{273}{273} = 133,62 \text{ N}$$

$$R_{CyzzP} = r_{r1} + G - R_{DyzzP} = 1017,97 + 075,31 - 133,62 = 1659,66 \text{ N}$$

$$R_{DyzyP} = r_{t1} = 8240 \text{ N}$$

- vnitřní statické účinky v rovině yz při pravém směru otáčení

$$M_{oyzy1P} = R_{CyzzP} \cdot y_1$$

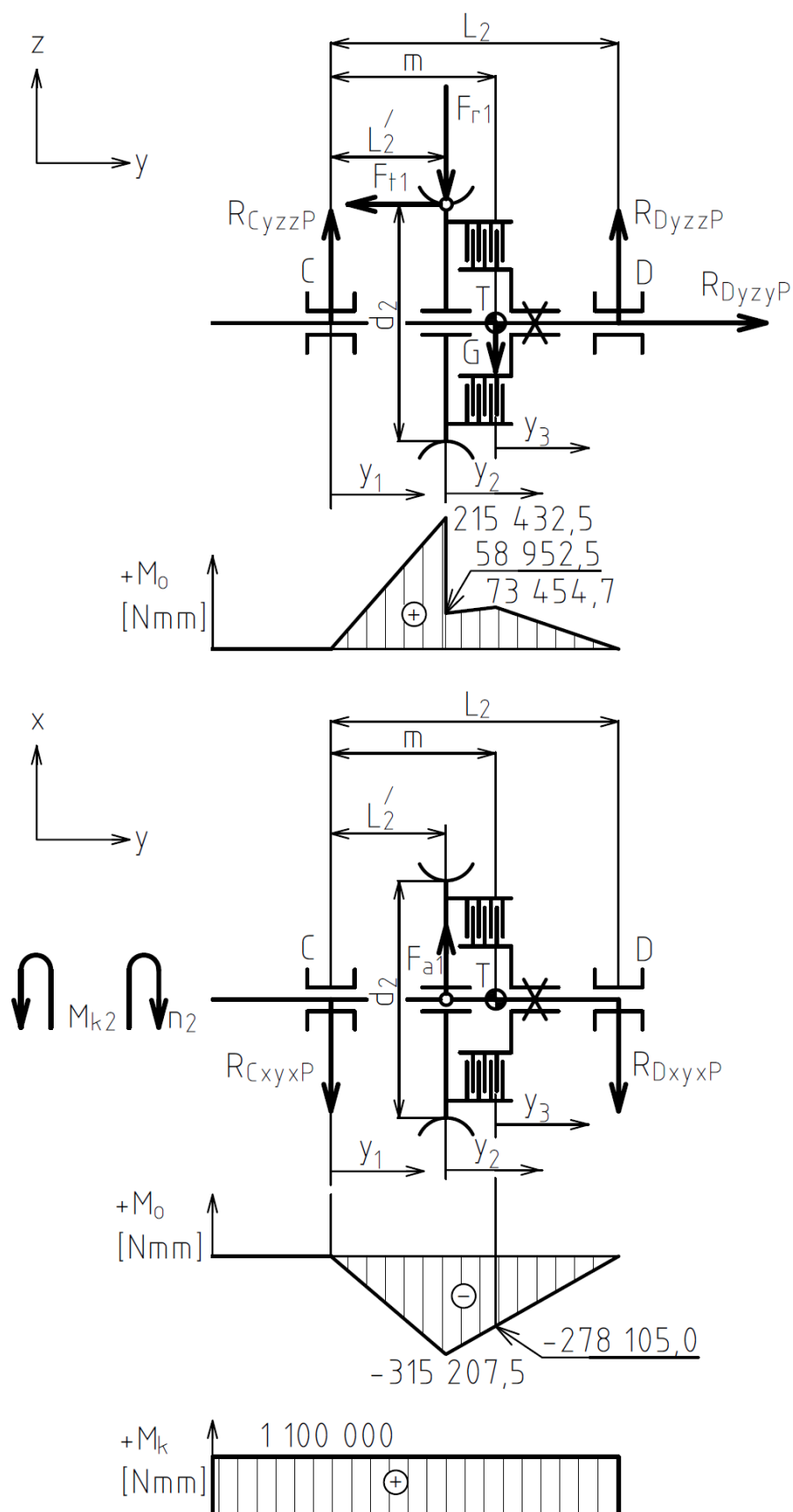
$$y_1 = 0 : M_{oyzy1P} = 1659,66 \cdot 0 = 0 \text{ Nm m}$$

$$y_1 = l_2' : M_{oyzy1P} = 1659,66 \cdot 81 = 15432,46 \text{ Nm m}$$

$$M_{oyzy2P} = R_{CyzzP} \cdot (L_2' + l_2) - r_{t1} \cdot \frac{d_2}{2} - r_{r1} \cdot y_2$$

$$y_2 = 0 : M_{oyzy2P} = 1659,66 \cdot (81 + 0) - 8240 \cdot \frac{400}{2} - 1017,97 \cdot 0 = -18952,46 \text{ Nm m}$$

$$y_2 = m - l_2' : M_{oyzy2P} = 1659,66 \cdot (81 + 103,6 - 1) - 8240 \cdot \frac{400}{2} - 1017,97 \cdot (103,6 - 1) = -3454,65 \text{ Nm m}$$



Obr. 4/příloha 2 Vnitřní statické účinky v hřídeli šnekového kola při pravém směru otáčení

$$M_{oyz3P} = R_{CyzP} \cdot (m + y_3) - F_{t1} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r1} \cdot (m - y_2' + y_3) - F \cdot y_3$$

$$y_3 = 0: M_{oyz3P} = 659,66 \cdot (103,6 + 0) - 8240 \cdot \frac{400}{2} - 1017,97 \cdot (103,6 - 1 + 0) - 075,31 \cdot 0 = 13454,65 Nm m$$

$$y_3 = L_2 - n: M_{oyz3P} = 659,66 \cdot (103,6 + 173 - 03,6) - 8240 \cdot \frac{400}{2} - 1017,97 \cdot (103,6 - 1 + 173 - 03,6) - 075,31 \cdot (273 - 03,6) = - 1,57 \approx 0 Nm m$$

- reakce v rovině xy při pravém směru otáčení

$$F_{xyxP} = 0: -R_{CyxP} + F_{a1} - R_{DyxP} = 0$$

$$M_{CyxP} = 0: F_{a1} \cdot L_2' - R_{DyxP} \cdot L_2 = 0$$

$$R_{DyxP} = \frac{F_{a1} \cdot L_2'}{L_2} = \frac{553315 \cdot 81}{273} = 64170 N$$

$$R_{CyxP} = F_{a1} - R_{DyxP} = 553315 - 64170 = 489145 N$$

- vnitřní statické účinky v rovině xy při pravém směru otáčení

$$M_{axy1P} = - R_{CyxP} \cdot y_1$$

$$y_1 = 0: M_{axy1P} = - 489145 \cdot 0 = 0 Nm m$$

$$y_1 = y_2': M_{axy1P} = - 489145 \cdot 81 = - 15207,45 Nm m$$

$$M_{axy2P} = - R_{CyxP} \cdot (L_2' + y_2) + F_{a1} \cdot y_2$$

$$y_2 = 0: M_{axy2P} = - 489145 \cdot (81 + 0) + 553315 \cdot 0 = - 15207,45 Nm m$$

$$y_2 = m - y_2': M_{axy2P} = - 489145 \cdot (81 + 103,6 - 1) + 553315 \cdot (103,6 - 1) = - 78105,03 Nm m$$

$$M_{axy3P} = - R_{CyxP} \cdot (m + y_3) + F_{a1} \cdot (m - y_2' + y_3)$$

$$y_3 = 0: M_{axy3P} = - 489145 \cdot (103,6 + 0) + 553315 \cdot (103,6 - 1 + 0) = - 78105,03 Nm m$$

$$y_3 = L_2 - n: M_{axy3P} = - 489145 \cdot (103,6 + 173 - 03,6) + 553315 \cdot (103,6 - 1 + 173 - 03,6) = - 1,05 \approx 0 Nm m$$

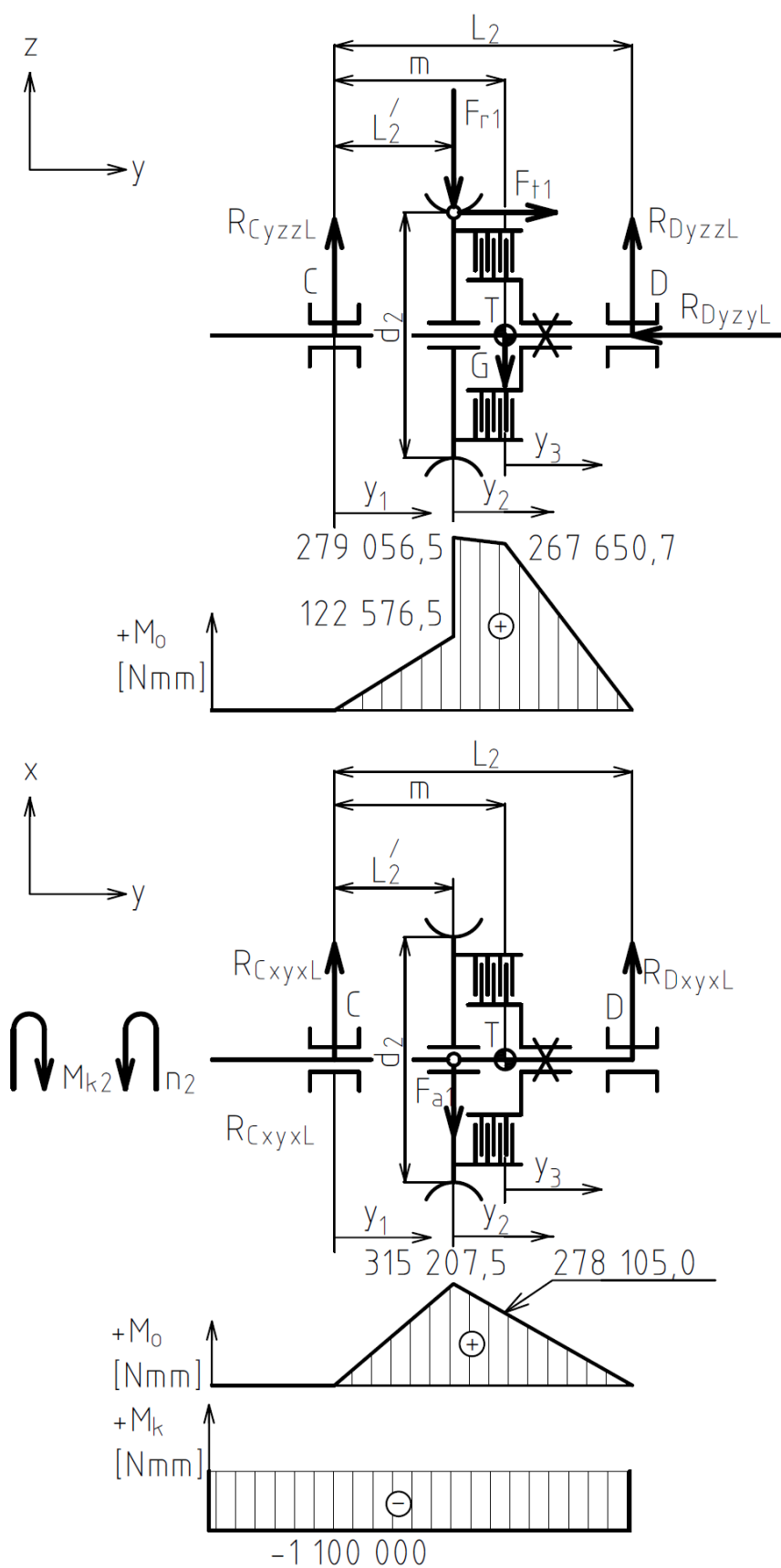
$$M_{kxy1P} = M_{k2} = 100000 Nm m$$

$$M_{kxy2P} = M_{k2} = 100000 Nm m$$

$$M_{kxy3P} = M_{k2} = 100000 Nm m, \quad y_3 \in (0; 92,9)$$

$$M_{kxy3P} = 0 Nm m, \quad y_3 \in (92,9; 169,4)$$

b) Levý směr otáčení



Obr. 5/příloha 2 Vnitřní statické účinky v hřídeli šnekového kola při levém směru otáčení

- reakce v rovině yz při levém směru otáčení

$$\Sigma F_{yzyL} = 0: F_{t1} - R_{DyzyL} = 0$$

$$\Sigma F_{yzzL} = 0: R_{CyzzL} - F_{r1} - G + R_{DyzzL} = 0$$

$$\Sigma M_{CyzzL} = 0: -F_{r1} \cdot L_2' - F_{t1} \cdot \frac{d_2}{2} - G \cdot m + R_{DyzzL} \cdot L_2 = 0$$

$$R_{DyzzL} = \frac{F_{r1} \cdot L_2' + F_{t1} \cdot \frac{d_2}{2} + G \cdot m}{L_2} = \frac{2017,97 \cdot 81 + 18240 \cdot \frac{400}{2} + 075,31 \cdot 103,6}{273} = 579,99 N$$

$$R_{CyzzL} = F_{r1} + G - R_{DyzzL} = 2017,97 + 075,31 - 579,99 = 1513,29 N$$

$$R_{DyzyL} = F_{t1} = 18240 N$$

- vnitřní statické účinky v rovině yz při levém směru otáčení

$$M_{oyzy1L} = R_{CyzzL} \cdot y_1$$

$$y_1 = 0: M_{oyzy1L} = 1513,29 \cdot 0 = 0 Nm$$

$$y_1 = L_2': M_{oyzy1L} = 1513,29 \cdot 81 = 122576,49 Nm$$

$$M_{oyzy2L} = R_{CyzzL} \cdot (L_2' + y_2) + F_{t1} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r1} \cdot y_2$$

$$y_2 = 0: M_{oyzy2L} = 1513,29 \cdot (81 + 0) + 18240 \cdot \frac{400}{2} - 2017,97 \cdot 0 = 179056,49 Nm$$

$$y_2 = m - y_2': M_{oyzy2L} = 1513,29 \cdot (81 + 103,6 - 1) + 18240 \cdot \frac{400}{2} - 2017,97 \cdot (103,6 - 1) = 167650,72 Nm$$

$$M_{oyzy3L} = R_{CyzzL} \cdot (m + y_3) + F_{t1} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r1} \cdot (m - y_2' + y_3) - G \cdot y_3$$

$$y_3 = 0: M_{oyzy3L} = 1513,29 \cdot (103,6 + 0) + 18240 \cdot \frac{400}{2} - 2017,97 \cdot (103,6 - 1 + 0) - 075,31 \cdot 0 = 167650,72 Nm$$

$$y_3 = L_2 - y_3': M_{oyzy3L} = 1513,29 \cdot (103,6 + 173 - 103,6) - 18240 \cdot \frac{400}{2} - 2017,97 \cdot (103,6 - 1 + 173 - 103,6) - 075,31 \cdot (273 - 103,6) = -142 \approx 0 Nm$$

- reakce v rovině xy při levém směru otáčení

$$F_{xyxL} = 0: R_{CxyxL} - F_{a1} + R_{DxyxL} = 0$$

$$M_{C_{yx}L} = 0: -F_{a1} \cdot L_2' + R_{D_{yx}L} \cdot L_2 = 0$$

$$R_{D_{yx}L} = \frac{F_{a1} \cdot L_2'}{L_2} = \frac{5533,15 \cdot 81}{273} = 641,70 N$$

$$R_{C_{yx}L} = F_{a1} - R_{D_{yx}L} = 5533,15 - 641,70 = 4891,45 N$$

- vnitřní statické účinky v rovině xy při levém směru otáčení

$$M_{a_{xyy}1L} = R_{C_{yx}L} \cdot y_1$$

$$y_1 = 0: M_{a_{xyy}1L} = 4891,45 \cdot 0 = 0 Nm$$

$$y_1 = L_2': M_{a_{xyy}1L} = 4891,45 \cdot 81 = 396207,45 Nm$$

$$M_{a_{xyy}2L} = R_{C_{yx}L} \cdot (L_2' + y_2) - F_{a1} \cdot y_2$$

$$y_2 = 0: M_{a_{xyy}2L} = 4891,45 \cdot (81 + 0) - 5533,15 \cdot 0 = 396207,45 Nm$$

$$y_2 = m - L_2': M_{a_{xyy}2L} = 4891,45 \cdot (81 + 0,36 - 1) - 5533,15 \cdot (0,36 - 1) = 278105,03 Nm$$

$$M_{a_{xyy}3L} = R_{C_{yx}L} \cdot (m + y_3) - F_{a1} \cdot (m - L_2' + y_3)$$

$$y_3 = 0: M_{a_{xyy}3L} = 4891,45 \cdot (0,36 + 0) - 5533,15 \cdot (0,36 - 1 + 0) = 278105,03 Nm$$

$$y_3 = L_2 - m: M_{a_{xyy}3L} = 4891,45 \cdot (0,36 + 1,73 - 0,36) - 5533,15 \cdot (0,36 - 1 + 1,73 - 0,36) = -105 \approx 0 Nm$$

$$M_{k_{xyy}1L} = -M_{k2} = -100000 Nm$$

$$M_{k_{xyy}2L} = -M_{k2} = -100000 Nm$$

$$M_{k_{xyy}3L} = -M_{k2} = -100000 Nm, \quad y_3 \in (0,92,9)$$

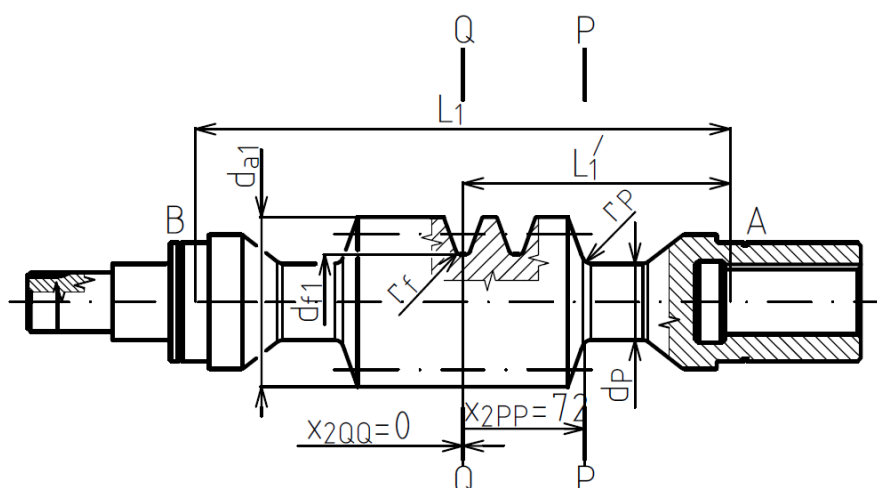
$$M_{k_{xyy}3L} = 0 Nm, \quad y_3 \in (2,9;16,4)$$

Příloha č. 3: Pevnostní kontrola hřídelí

Při pevnostní kontrole se u obou hřídelů kontrolovaly dva průřezy a to jak staticky, tak dynamicky přičemž se vždy uvažovalo nejhorší případ zatížení pro oba směry otáčení. Při statické kontrole se jmenovité zatížení násobilo součinitelem maximálního přetížení K_{AS} . Při kontrole dynamické se toto zatížení násobilo součinitelem vnějších dynamických sil K_A .

Pevnostní kontrola hřídele šneku

Pevnostní kontrola hřídele šneku je zaměřená na průřezy P-P a Q-Q. Ze statického výpočtu je patrné, že průřez P-P bude nejvíce namáhán ohybovým momentem při pohybu hřídele šneku doleva. Maximální výsledný (prostorový) ohybový moment v průřezu Q-Q bude pro oba směry otáčení shodný. Rovněž absolutní hodnota krouticího momentu pro oba směry otáčení se u obou průřezů nebude lišit.



Obr. 1/příloha 3 Kritické průřezy šnekového hřídele

- rozměry pro pevnostní kontrolu:

$$d_p = 15 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = 16 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = 20 \text{ mm}$$

$$r_p = 1 \text{ mm}$$

$$r_{f1} = 1 \text{ mm}$$

$$x_{2PP} = 72 \text{ mm}$$

$$x_{2QQ} = 0 \text{ mm}$$

Určení namáhání kritických průřezů

a) Průřez P-P:

- namáhání ohybovým momentem průřezu P-P v rovině xz při levém směru otáčení:

$$\begin{aligned} M_{\alpha xzPP} = M_{\alpha xz2L} &= -B_{xzL} \cdot (L_1 - l_1 + l_{2PP}) - r_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} + r_{r2} \cdot x_{2PP} = \\ &= -0,0859 \cdot (316 - 58 + 12) - 53315 \cdot \frac{80}{2} + 1017,97 \cdot 72 = \\ &= -47007,86 \text{ Nm} \end{aligned}$$

- namáhání ohybovým momentem průřezu P-P v rovině xy při levém směru otáčení:

$$\begin{aligned} M_{\alpha yxPP} = M_{\alpha yx2L} &= B_{xyyL} \cdot (L_1 - l_1 + l_{2PP}) - r_{a2} \cdot x_{2PP} = \\ &= 912 \cdot (316 - 58 + 12) - 8240 \cdot 72 = 13643,06 \text{ Nm} \end{aligned}$$

- namáhání ohybovým momentem průřezu P-P v prostoru:

$$M_{oPP} = \sqrt{M_{\alpha xzPP}^2 + M_{\alpha yxPP}^2} = \sqrt{(-47007,86)^2 + 13643,06^2} = 50808,38 \text{ Nm}$$

- namáhání krouticím momentem průřezu P-P při levém směru otáčení:

$$M_{kPP} = M_{kxyx2L} = 1390,26 \text{ Nm}$$

b) Průřez Q-Q:

- namáhání ohybovým momentem průřezu Q-Q v rovině xz při levém směru otáčení:

$$\begin{aligned} M_{\alpha xzQQ} = M_{\alpha xz2L} &= -B_{xzL} \cdot (L_1 - l_1 + l_{2QQ}) - r_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} + r_{r2} \cdot x_{2QQ} = \\ &= -0,0859 \cdot (316 - 58 + 1) - 53315 \cdot \frac{80}{2} + 1017,97 \cdot 0 = \\ &= -70083,22 \text{ Nm} \end{aligned}$$

- namáhání ohybovým momentem průřezu Q-Q v rovině xy při levém směru otáčení:

$$\begin{aligned} M_{\alpha yxQQ} = M_{\alpha yx2L} &= B_{xyyL} \cdot (L_1 - l_1 + l_{2QQ}) - r_{a2} \cdot x_{2QQ} = \\ &= 912 \cdot (316 - 58 + 1) - 8240 \cdot 0 = 1809,60 \text{ Nm} \end{aligned}$$

- namáhání ohybovým momentem průřezu Q-Q v prostoru

$$M_{oQQ} = \sqrt{M_{\alpha xzQQ}^2 + M_{\alpha yxQQ}^2} = \sqrt{(-70083,22)^2 + 1809,60^2} = 77065,65 \text{ Nm}$$

- namáhání krouticím momentem průřezu Q-Q při levém směru otáčení:

$$M_{kQQ} = M_{kxyx2L} = 1390,26 \text{ Nm}$$

Statická kontrola

a) Průřez P-P:

- namáhání ohybem:

$$\sigma_{PP} = \frac{32 \cdot M_{oPP} \cdot K_{AS}}{\pi d_P^3} \cdot \alpha_{\sigma P} = \frac{32 \cdot 150808,38 \cdot 1,2}{\pi \cdot 45^3} \cdot 1,7 = 34,39 MPa$$

kde $\alpha_{\sigma P} = 1,7$ je součinitel koncentrace napětí pro osazenou tyč namáhanou ohybem pro

$$\frac{d_{a1}}{d_P} = \frac{100}{45} = 2,22 \text{ a } \frac{r_P}{d_P} = \frac{5}{45} = 0,11$$

- namáhání krutem:

$$\tau_{PP} = \frac{16 \cdot M_{kPP} \cdot K_{AS}}{\pi d_P^3} \cdot \alpha_{\tau P} = \frac{16 \cdot 31390,26 \cdot 1,2}{\pi \cdot 45^3} \cdot 1,46 = 3,07 MPa$$

kde $\alpha_{\tau P} = 1,46$ je součinitel koncentrace napětí pro osazenou tyč namáhanou krutem pro

$$\frac{d_{a1}}{d_P} = \frac{100}{45} = 2,22 \text{ a } \frac{r_P}{d_P} = \frac{5}{45} = 0,11$$

- redukované napětí:

$$\sigma_{dPP} = \sqrt{\sigma_{PP}^2 + 3 \cdot \tau_{PP}^2} = \sqrt{34,39^2 + 3 \cdot 3,07^2} = 34,93 MPa$$

- statická bezpečnost:

$$k_{sPP} = \frac{R_{p0,2 \text{ 12 050.4}}}{\sigma_{dPP}} = \frac{390}{34,93} = 11,17 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde $R_{p0,2 \text{ 12 050.4}} = 390 MPa$ je smluvní mez kluzu pro materiál hřídele šneku: ocel 12 050.4

b) Průřez Q-Q:

- namáhání ohybem:

$$\sigma_{QQ} = \frac{32 \cdot M_{oQQ} \cdot K_{AS}}{\pi d_{f1}^3} \cdot \alpha_{\sigma Q} = \frac{32 \cdot 277065,65 \cdot 1,2}{\pi \cdot 56^3} \cdot 2,05 = 19,54 MPa$$

kde $\alpha_{\sigma Q} = 2,05$ je součinitel koncentrace napětí pro osazenou tyč namáhanou ohybem pro

$$\frac{d_{a1}}{d_{f1}} = \frac{100}{56} = 1,79 \text{ a } \frac{r_{f1}}{d_{f1}} = \frac{3}{56} = 0,05$$

- namáhání krutem:

$$\tau_{QQ} = \frac{16 \cdot M_k \cdot K_{AS}}{\pi d_{f1}^3} \cdot \alpha_{\tau Q} = \frac{16 \cdot 31390,26 \cdot 1,2}{\pi \cdot 56^3} \cdot 1,7 = 0,86 MPa$$

kde $\alpha_{\varrho} = 1,7$ je součinitel koncentrace napětí pro osazenou tyč namáhanou krutem pro

$$\frac{d_{a1}}{d_{f1}} = \frac{100}{56} = 1,79 \text{ a } \frac{r_{f1}}{d_{f1}} = \frac{3}{56} = 0,05$$

- redukované napětí:

$$\sigma_{red\varrho\varrho} = \sqrt{\sigma_{\varrho\varrho}^2 + 1 \cdot \tau_{\varrho\varrho}^2} = \sqrt{39,54^2 + 1 \cdot 1,86^2} = 39,58 MPa$$

- statická bezpečnost:

$$k_{s\varrho\varrho} = \frac{R_{p0,2\ 12\ 050,4}}{\sigma_{red\varrho\varrho}} = \frac{390}{39,58} = 9,85 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Dynamická kontrola

a) Průřez P-P:

- mez únavy hladkého vzorku:

$$\sigma_{b\ 12\ 050,4} = 1,49 \cdot R_{m\ 12\ 050,4} = 1,49 \cdot 640 = 96,60 MPa$$

kde $R_{m\ 12\ 050,4} = 640 MPa$ je mez pevnosti oceli 12 050.4

- dynamický součinitel vrubu:

$$\beta_{-P} = 1 + \frac{\alpha_{-P} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A_{12\ 050,4}}}{\sqrt{r_P}}} = 1 + \frac{1,7 - 1}{1 + \frac{1,35}{\sqrt{5}}} = 1,61$$

kde $\sqrt{A_{12\ 050,4}} = 1,35 mm^{0,5}$ je Neuberová konstanta vrubové citlivosti pro ocel s mezi pevností $R_{m\ 12\ 050,4} = 640 MPa$

- mez únavy vrubové součásti:

$$\sigma_{b\ 12\ 050,4\ PP} = \sigma_{b\ 12\ 050,4} \cdot \frac{\nu_{-P} \cdot \eta_{-P}}{\beta_{-P}} = 96,60 \cdot \frac{0,82 \cdot 0,8}{1,61} = 39,00 MPa$$

kde:

$\nu_{-P} = 0,82$ je součinitel velikosti pro namáhání uhlíkové oceli, charakteristický rozměr

$d_P = 15 mm$ a $\eta_{-P} = 0,8$ je součinitel jakosti povrchu pro drsnost $Ra = 1,3$, mez pevnosti

$$R_{m\ 12\ 050,4} = 640 MPa$$

- amplituda napětí:

$$\sigma_{-PP} = \frac{32 \cdot M_{oPP} \cdot K_A}{\pi d_P^3} = \frac{32 \cdot 150808,37 \cdot 1,15}{\pi \cdot 45^3} = 9,39 MPa$$

- dynamická bezpečnost v ohybu:

$$k_{d\sigma P} = \frac{\sigma_{o12050.4PP}}{\sigma_{oPP}} = \frac{129,00}{19,39} = 6,65$$

- statická hodnota napětí v krutu:

$$\tau_{PPSTAT} = \frac{16 \cdot M_{kPP} \cdot K_A}{\pi d_P^3} \cdot \alpha_{\tau P} = \frac{16 \cdot 31390,26 \cdot 1,15}{\pi 45^3} \cdot 1,46 = 1,95 MPa$$

- statická bezpečnost v krutu:

$$k_{s\tau P} = \frac{0,5 \cdot R_{p0.212050.4}}{\tau_{PPSTAT}} = \frac{0,5 \cdot 390}{2,95} = 6,10$$

- výsledná bezpečnost v průřezu P-P:

$$k_{vPP} = \frac{k_{d\sigma P} \cdot k_{s\tau P}}{\sqrt{k_{d\sigma P}^2 + k_{s\tau P}^2}} = \frac{6,65 \cdot 6,10}{\sqrt{6,65^2 + 6,10^2}} = 6,62 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

b) Průřez Q-Q:

- dynamický součinitel vrubu:

$$\beta_{-Q} = 1 + \frac{\alpha_{-Q}}{1 + \frac{\sqrt{A_{12050.4}}}{\sqrt{r_{f1}}}} = 1 + \frac{2,05}{1 + \frac{2,35}{\sqrt{3}}} = 1,87$$

- mez únavy vrubové součásti:

$$\sigma_{o12050.4QQ} = \sigma_{o12050.4} \cdot \frac{\nu_{-Q} \cdot \eta_{-Q}}{\beta_{-Q}} = 16,60 \cdot \frac{0,79 \cdot 0,91}{1,87} = 2,71 MPa$$

kde:

$\nu_{-Q} = 0,79$ je součinitel velikosti pro namáhání uhlíkové oceli, charakteristický rozměr

$d_{f1} = 6 mm$ a $\eta_{-Q} = 0,91$ je součinitel jakosti povrchu pro drsnost $Ra = 1,4$, mez pevnosti

$$R_{m12050.4} = 40 MPa$$

- amplituda napětí:

$$\sigma_{-QQ} = \frac{32 \cdot M_{oQQ} \cdot K_A}{\pi d_{f1}^3} = \frac{32 \cdot 277065,65 \cdot 1,15}{\pi 56^3} = 8,48 MPa$$

- dynamická bezpečnost v ohybu:

$$k_{d\sigma Q} = \frac{\sigma_{o12050.4QQ}}{\sigma_{-QQ}} = \frac{2,71}{8,48} = 0,32$$

- statická hodnota napětí v krutu:

$$\tau_{QQSTAT} = \frac{16 \cdot M_{kQQ} \cdot K_A}{\pi d_{f1}^3} \cdot \alpha_{\tau} = \frac{16 \cdot 31390,26 \cdot 1,15}{\pi 56^3} \cdot 1,7 = 0,78 MPa$$

- statická bezpečnost v krutu:

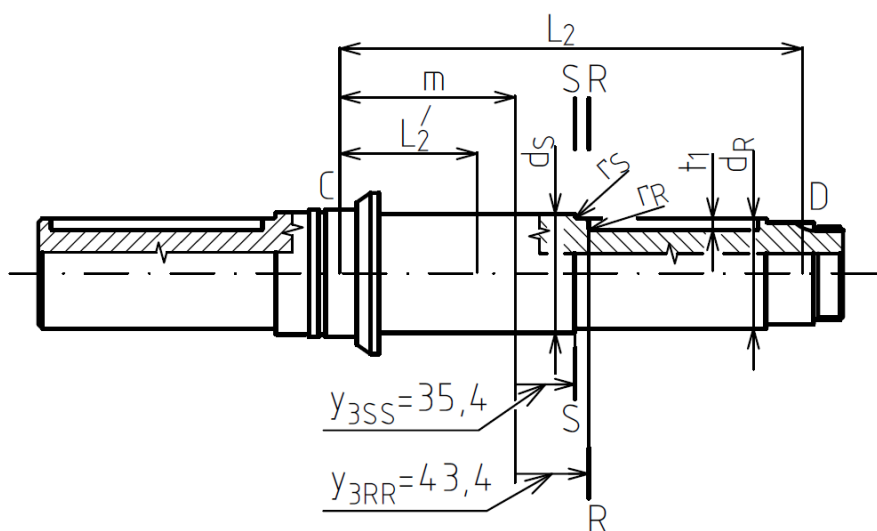
$$k_{s\tau Q} = \frac{0,5 \cdot R_{p02\ 12\ 050.4}}{\tau_{QQ\ STAT}} = \frac{0,5 \cdot 390}{1,78} = 109,55$$

- výsledná bezpečnost v průřezu P-P:

$$k_{vQQ} = \frac{k_{d\sigma Q} \cdot k_{s\tau Q}}{\sqrt{k_{d\sigma Q}^2 + k_{s\tau Q}^2}} = \frac{6,59 \cdot 109,55}{\sqrt{6,59^2 + 109,55^2}} = 6,58 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Pevnostní kontrola hřídele šnekového kola

Pevnostní kontrola hnaného hřídele je zaměřená na průřezy R-R a S-S. Ze statického výpočtu je patrné, že oba průřezy budou nejvíce namáhány ohybovým momentem při pohybu hnaného hřídele doleva. Rovněž absolutní hodnota krouticího momentu pro oba směry otáčení se u obou průřezů nebude měnit.



Obr. 2/příloha 3 Kritické průřezy hřídele šnekového kola

- rozměry pro pevnostní kontrolu:

$$y_{3RR} = 13,4 \text{ mm}$$

$$y_{3SS} = 15,4 \text{ mm}$$

$$d_R = 15 \text{ mm}$$

$$t_1 = 1,8 \text{ mm}$$

$$r_R = 1,6 \text{ mm}$$

$$r_S = 1 \text{ mm}$$

Určení namáhání kritických průřezů

a) Průřez R-R:

- namáhání ohybovým momentem průřezu R-R v rovině yz při levém směru otáčení:

$$\begin{aligned} M_{oyzyRR} = M_{oyzy3L} &= r_{CyzL} \cdot (m + r_{3RR}) + r_{t1} \cdot \frac{d_2}{2} - r_{r1} \cdot (m - r_{2'} + r_{3RR}) - r \cdot y_{3RR} \\ &= 513,29 \cdot (103,6 + 13,4) + 182,40 \cdot \frac{400}{2} - 1017,97 \cdot (103,6 - 1 + 13,4) - \\ &\quad - 075,31 \cdot 43,4 = 99079,16 \text{ Nm} \end{aligned}$$

- namáhání ohybovým momentem průřezu R-R v rovině xy při levém směru otáčení:

$$\begin{aligned} M_{oxyyRR} = M_{oxyy3L} &= r_{CyxL} \cdot (m + r_{3RR}) - r_{a1} \cdot (m - r_{2'} + r_{3RR}) \\ &= 1891,45 \cdot (103,6 + 13,4) - 1533,15 \cdot (103,6 - 1 + 13,4) = 106855,25 \text{ Nm} \end{aligned}$$

- namáhání ohybovým momentem průřezu R-R v prostoru:

$$M_{oRR} = \sqrt{M_{oyzyRR}^2 + M_{oxyyRR}^2} = \sqrt{99079,16^2 + 106855,25^2} = 187091,63 \text{ Nm}$$

- namáhání krouticím momentem průřezu R-R při levém směru otáčení:

$$M_{kRR} = M_{kxy3L} = 100000 \text{ Nm}$$

b) Průřez S-S:

- namáhání ohybovým momentem průřezu S-S v rovině yz (dle rovnice 2.125):

$$\begin{aligned} M_{oyzySS} = M_{oyzy3L} &= r_{CyzL} \cdot (m + r_{3SS}) + r_{t1} \cdot \frac{d_2}{2} - r_{r1} \cdot (m - r_{2'} + r_{3SS}) - r \cdot y_{3SS} \\ &= 513,29 \cdot (103,6 + 15,4) + 182,40 \cdot \frac{400}{2} - 1017,97 \cdot (103,6 - 1 + 15,4) - \\ &\quad - 075,31 \cdot 35,4 = 111719,08 \text{ Nm} \end{aligned}$$

- namáhání ohybovým momentem průřezu S-S v rovině xy (dle rovnice 2.132):

$$\begin{aligned} M_{oxyySS} = M_{oxyy3L} &= r_{CyxL} \cdot (m + r_{3SS}) - r_{a1} \cdot (m - r_{2'} + r_{3SS}) \\ &= 1891,45 \cdot (103,6 + 15,4) - 1533,15 \cdot (103,6 - 1 + 15,4) = 19988,85 \text{ Nm} \end{aligned}$$

- namáhání ohybovým momentem průřezu S-S v prostoru:

$$M_{oSS} = \sqrt{M_{oyzySS}^2 + M_{oxyySS}^2} = \sqrt{111719,08^2 + 19988,85^2} = 105319,61 \text{ Nm}$$

- namáhání krouticím momentem průřezu S-S (dle rovnice 2.133):

$$M_{kSS} = M_{kxy3L} = 100000 \text{ Nm}$$

Statická kontrola

a) Průřez R-R:

- namáhání ohybem:

$$\sigma_{RR} = \frac{32 \cdot M_{oRR} \cdot K_{AS}}{\pi (d -)^3} \cdot \alpha_{\sigma R} = \frac{32 \cdot 287091,63 \cdot 1,2}{\pi (65 - 1,8)^3} \cdot 1,98 = 15,24 \text{ MPa}$$

kde $\alpha_{RR} = ,98$ je součinitel koncentrace napětí v místě konce drážky pro pero (byl určen metodou MKP pro daný hřidel)

- namáhání krutem:

$$\tau_{RR} = \frac{16 \cdot M_{kRR} \cdot K_{AS}}{\pi (d -)^3} \cdot \alpha_{\tau R} = \frac{16 \cdot 1100000 \cdot 1,2}{\pi (65 - ,8)^3} \cdot 1,42 = 18,42 MPa$$

kde $\alpha_{RR} = ,42$ je součinitel koncentrace napětí v místě konce drážky pro pero (byl určen metodou MKP)

- redukované napětí:

$$\sigma_{dRR} = \sqrt{\sigma_{RR}^2 + 3 \cdot \tau_{RR}^2} = \sqrt{35,25^2 + 3 \cdot 18,42^2} = 43,06 MPa$$

- statická bezpečnost:

$$k_{sRR} = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{dRR}} = \frac{325}{103,62} = 3,1 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde $R_{e11600} = 325 MPa$ je mez kluzu v tahu pro ocel 11 600

b) Průřez S-S:

- namáhání ohybem:

$$\sigma_{SS} = \frac{32 \cdot M_{oSS} \cdot K_{AS}}{\pi d_R^3} \cdot \alpha_{\sigma S} = \frac{32 \cdot 305309,61 \cdot 1,2}{\pi 65^3} \cdot 2,35 = 11,93 MPa$$

kde $\alpha_{SS} = 2,35$ je součinitel koncentrace napětí pro osazenou tyč namáhanou ohybem pro

$$\frac{d_S}{d_R} = \frac{70}{65} = ,07 \text{ a pro } \frac{r}{d} = \frac{1}{65} = ,015$$

- namáhání krutem:

$$\tau_{SS} = \frac{16 \cdot M_{kSS} \cdot K_{AS}}{\pi d_R^3} \cdot \alpha_{\tau S} = \frac{16 \cdot 1100000 \cdot 1,2}{\pi 65^3} \cdot 1,7 = 11,62 MPa$$

kde $\alpha_{SS} = ,7$ je součinitel koncentrace napětí pro osazenou tyč namáhanou krutem pro

$$\frac{d_S}{d_R} = \frac{70}{65} = ,07 \text{ a pro } \frac{r}{d} = \frac{1}{65} = ,015$$

- redukované napětí:

$$\sigma_{dSS} = \sqrt{\sigma_{SS}^2 + 3 \cdot \tau_{SS}^2} = \sqrt{11,93^2 + 3 \cdot 11,62^2} = 29,15 MPa$$

- statická bezpečnost:

$$k_{sSS} = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{dSS}} = \frac{325}{89,15} = 3,65 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Dynamická kontrola

a) Průřez R-R:

- mez únavy hladkého vzorku:

$$\sigma_{b11600} = 1,49 \cdot R_{m11600} = 1,49 \cdot 570 = 179,3 \text{ MPa}$$

kde $R_{m11600} = 570 \text{ MPa}$ je mez pevnosti oceli 11 600

- dynamický součinitel vrubu:

$$\beta_{-R} = 1 + \frac{\alpha_{-R}}{1 + \frac{\sqrt{A_{11600}}}{\sqrt{r_R}}} = 1 + \frac{1,98}{1 + \frac{0,38}{\sqrt{0,6}}} = 1,66$$

kde $\sqrt{A_{11600}} = 1,38 \text{ mm}^{0,5}$ je Neuberová konstanta vrubové citlivosti pro ocel s mezi pevností

$$R_{m11600} = 570 \text{ MPa}$$

- mez únavy vrubové součásti:

$$\sigma_{b11600RR} = \sigma_{b11600} \cdot \frac{v_{-RR} \cdot \eta_{-RR}}{\beta_{-R}} = 179,3 \cdot \frac{0,77 \cdot 0,83}{1,66} = 107,53 \text{ MPa}$$

kde:

$v_{-RR} = 0,77$ je součinitel velikosti pro namáhání uhlíkové oceli, charakteristický rozměr

$d_R = 65 \text{ mm}$ a $\eta_{-RR} = 0,83$ je součinitel jakosti povrchu pro drsnost $Ra = 1,3$, mez pevnosti

$$R_{m11600} = 570 \text{ MPa}$$

- amplituda napětí:

$$\sigma_{-RR} = \frac{32 \cdot M_{oRR} \cdot K_A}{\pi (d_R - 1)^3} = \frac{32 \cdot 287091,6337 \cdot 1,15}{\pi (65 - 1,8)^3} = 17,06 \text{ MPa}$$

- dynamická bezpečnost v ohybu:

$$k_{d\sigma R} = \frac{\sigma_{b11600RR}}{\sigma_{-RR}} = \frac{107,53}{17,06} = 6,30$$

- statická hodnota napětí v krutu:

$$\tau_{RRSTAT} = \frac{16 \cdot M_{kRR} \cdot K_A}{\pi (d_R - 1)^3} \cdot \alpha_{\tau R} = \frac{16 \cdot 1100000 \cdot 1,15}{\pi (65 - 1,8)^3} \cdot 1,42 = 46,41 \text{ MPa}$$

- statická bezpečnost v krutu:

$$k_{s\tau R} = \frac{0,5 \cdot R_{e11600}}{\tau_{RRSTAT}} = \frac{0,5 \cdot 325}{46,41} = 3,50$$

- výsledná bezpečnost v průřezu R-R:

$$k_{vRR} = \frac{k_{d\sigma R} \cdot k_{s\tau R}}{\sqrt{k_{d\sigma R}^2 + k_{s\tau R}^2}} = \frac{6,30 \cdot 3,50}{\sqrt{6,30^2 + 3,50^2}} = 3,06 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

b) Průřez S-S:

- dynamický součinitel vrubu:

$$\beta_{-s} = 1 + \frac{\alpha_{-s}}{1 + \frac{\sqrt{A_{11600}}}{\sqrt{r_s}}} = 1 + \frac{2,35}{1 + \frac{1,38}{\sqrt{1}}} = 1,98$$

- mez únavy vrubové součásti:

$$\sigma_{o11600SS} = \sigma_{o11600} \cdot \frac{\nu_{SS} \cdot \eta_{r-s}}{\beta_{-s}} = 179,3 \cdot \frac{0,77 \cdot 0,85}{1,98} = 12,32 MPa$$

kde:

$\nu_{SS} = 0,77$ je součinitel velikosti pro namáhání uhlíkové oceli, charakteristický rozměr

$d_R = 15 mm$ a $\eta_{r-s} = 0,85$ je součinitel jakosti povrchu pro drsnost $Ra = 1,2$, mez pevnosti

$$R_{m11600} = 170 MPa$$

- amplituda napětí:

$$\sigma_{\sigma SS} = \frac{32 \cdot M_{oSS} \cdot K_A}{\pi d_R^3} = \frac{32 \cdot 305319,61 \cdot 1,15}{\pi 65^3} = 13,02 MPa$$

- dynamická bezpečnost v ohybu:

$$k_{d\sigma s} = \frac{\sigma_{o11600SS}}{\sigma_{\sigma SS}} = \frac{12,32}{13,02} = 0,94$$

- statická hodnota napětí v krutu:

$$\tau_{SS STAT} = \frac{16 \cdot M_{kSS} \cdot K_A}{\pi d_R^3} \cdot \alpha_{\tau s} = \frac{16 \cdot 1100000 \cdot 1,15}{\pi 65^3} \cdot 1,7 = 39,88 MPa$$

- statická bezpečnost v krutu:

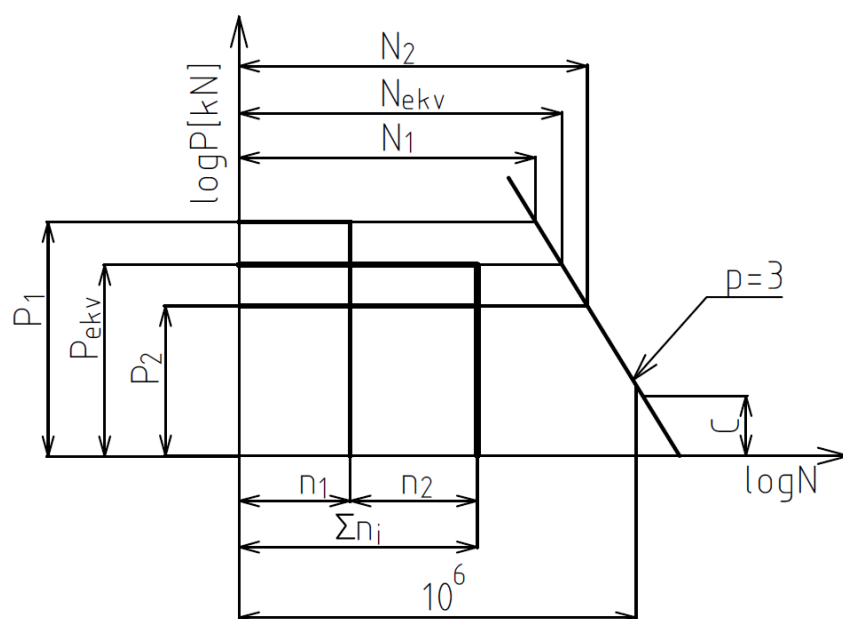
$$k_{s\tau s} = \frac{0,5 \cdot R_{e11600}}{\tau_{SS STAT}} = \frac{0,5 \cdot 325}{39,88} = 1,04$$

- výsledná bezpečnost v průřezu S-S:

$$k_{vSS} = \frac{k_{d\sigma s} \cdot k_{s\tau s}}{\sqrt{k_{d\sigma s}^2 + k_{s\tau s}^2}} = \frac{0,94 \cdot 1,04}{\sqrt{0,94^2 + 1,04^2}} = 0,85 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Příloha č. 4: Výpočet válivých ložisek

Při výpočtu životnosti ložisek bylo uvažováno rovnoměrné rozložení otáček v pro oba směry otáčení tedy první polovinu provozu v jednom směru, a druhou polovinu provozu v druhém směru. Všechna ložiska, kromě axiálního, budou mazána broděním nebo rozstříkem oleje zvoleného pro mazání šnekového soukolí. Jedná se o olej MOBIL GLYGOYLE HE 460 s kinematickou viskozitou $\nu_{olej40} = 460 \text{ mm}^2/\text{s}$ při 40° C . Vlivem konstrukčního uspořádání je nutno axiální ložisko mazat mazacím tukem skrz maznici zašroubovanou do víka axiálního ložiska. Tady je zvolen mazací tuk MOBIL GREASE HP 461 s kinematickou viskozitou základového oleje $\nu_{tuk40} = 460 \text{ mm}^2/\text{s}$ při 40° C



Obr. 1/příloha 4 Životnost ložisek při ekvivalentním zatížení.

Výpočet životnosti ložisek v podporách A a B

Protože ložisko A je zatíženo stejně, jako ložisko B při opačném směru otáčení, je proveden výpočet pouze pro ložisko A.

a) Parametry zvoleného ložiska

Tab. 1/příloha 4 Parametry zvoleného ložiska v podpoře A

Označení		61914
Výrobce		SKF
Velký průměr ložiska	D_A	100 mm
Malý průměr ložiska	d_A	70 mm
Šířka ložiska	B_A	16 mm
Dynamická únosnost	C_A	23,8 kN
Statická únosnost	C_{0A}	21,2 kN
Mezní únavové zatížení	P_{uA}	0,9 kN
Výpočtový součinitel	k_{rA}	0,02
Výpočtový součinitel	f_{oA}	16

b) Výpočet ekvivalentního zatížení:

- výsledné radiální zatížení v podpoře A při pravém směru otáčení:

$$R_{vrAP} = \sqrt{(R_{AxzP} \cdot K_A)^2 + (R_{AxyP} \cdot K_A)^2} = \sqrt{(308,59 \cdot 1,15)^2 + (391,20 \cdot 1,15)^2} = 573,00 N$$

- výsledné radiální zatížení v podpoře A při levém směru otáčení:

$$R_{vrAL} = \sqrt{(R_{AxzL} \cdot K_A)^2 + (R_{AxyL} \cdot K_A)^2} = \sqrt{(1709,38 \cdot 1,15)^2 + (391,20 \cdot 1,15)^2} = 1016,61 N$$

- ekvivalentní zatížení v podpoře A při levém směru otáčení:

$$P_{1A} = R_{vrAL} = 1016,61 N$$

- ekvivalentní zatížení v podpoře A při pravém směru otáčení:

$$P_{2A} = R_{vrAP} = 573,00 N$$

c) Součinitel spolehlivosti

- součinitel spolehlivosti pro spolehlivost 90%: $a_1 =$

d) Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF

- minimální požadovaná kinematičká viskozita maziva při dané provozní teplotě:

$$\nu_{-1} = 0 \text{ mm}^2 / \text{s}$$

platí pro střední průměr ložiska $d_{m4} = \frac{D_A + d_A}{2} = \frac{100 + 90}{2} = 95 \text{ mm}$ a otáčky $n_1 = 1455 \text{ min}^{-1}$

(dle katalogu SKF, str. 60, diagram 5)

- skutečná kinematická viskozita voleného oleje při dané provozní teplotě 100°C :

$$\nu_{ej100} = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$$

(dle katalogu SKF, str. 61, diagram 6)

- viskozitní poměr:

$$\kappa_{ej} = \frac{\nu_{ej100}}{\nu_{40}} = \frac{30}{10} = 3$$

- součinitel znečištění oleje:

$$\eta_{olej} = 1,2$$

pro typické znečištění (podmínky typické pro ložiska bez integrovaných těsnění, hrubé nečistoty částice oděru, dle katalogu SKF, str. 62, tabulka 4)

- součinitel teorie trvanlivosti podle SKF při ekvivalentním zatížení P_{1A} :

$$\eta_{olej} \cdot \frac{P_{uA}}{P_{1A}} = 1,2 \cdot \frac{900}{201661} = 1,09 \Rightarrow a_{SKF1A} = 5,5$$

- součinitel teorie trvanlivosti podle SKF při ekvivalentním zatížení P_{2A} :

$$\eta_{olej} \cdot \frac{P_{uA}}{P_{2A}} = 1,2 \cdot \frac{900}{57300} = 1,31 \Rightarrow a_{SKF2A} = 50$$

(dle katalogu SKF, str. 54, diagram 1)

e) Životnost ložisek pro jednotlivá zatížení

- životnost ložiska při ekvivalentním zatížení P_{1A} :

$$L_{10nm1A} = t_1 \cdot a_{SKF1A} \cdot \left(\frac{C_A}{P_{1A}} \right)^p = 5,5 \cdot \left(\frac{23800}{201661} \right)^3 = 1041236 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

kde $p = 3$ je exponent Wöhlerovy křivky pro ložiska s bodovým stykem

- životnost ložiska při ekvivalentním zatížení P_{2A} :

$$L_{10nm2A} = t_1 \cdot a_{SKF2A} \cdot \left(\frac{C_A}{P_{2A}} \right)^p = 50 \cdot \left(\frac{23800}{57300} \right)^3 = 3582919,161 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

f) Ekvivalentní životnost ložisek

$$L_{10nmhA} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10nm1A}} + \frac{U_2}{L_{10nm2A}}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \frac{1}{\frac{0,5}{1041236} + \frac{0,5}{3582919,161}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1455} = 206609 \text{ h}$$

kde $U_1 = 0,5$ a $U_2 = 0,5$ jsou poměry počtu cyklů pro jednotlivá zatížení

- ložisko vyhovuje

Výpočet životnosti axiálního ložiska

Ložisko bude zatěžováno při obou směrech otáčení stejnou axiální silou. Tato síla však bude zatěžovat vždy jednu řadu kuliček. Zejména u axiálních ložisek při vysokých otáčkách je nutno dodržet určitou minimální sílu. Při montáži je tedy nutno matici axiálního ložiska (výkres BCP-BAR959 položka 20) utáhnout tak, aby i při zatížení převodovky byla v nezatížené řadě kuliček axiálního ložiska minimální přípustná zatěžující síla. Na druhou řadu kuliček pak bude působit provozní zatížení a zároveň minimální přípustná zatěžující síla.

a) Parametry zvoleného ložiska

Tab. 2/příloha 4 Parametry zvoleného ložiska v podpoře B

Označení		52309
Výrobce		SKF
Velký průměr ložiska	$D_{B\ ax}$	85 mm
Malý průměr ložiska	$D_{B\ ax}$	35 mm
Šířka ložiska	$B_{B\ ax}$	52 mm
Dynamická únosnost	$C_{B\ ax}$	76,1 kN
Statická únosnost	$C_{oB\ ax}$	153 kN
Mezní únavové zatížení	$P_{uB\ ax}$	5,6 kN
Součinitel minimálního zatížení	$A_{B\ ax}$	0,12

b) Požadované minimální zatížení

$$F_{am} = 4 \cdot \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{-1} = 1,12 \cdot \left(\frac{1455}{1000} \right)^{-1} = 1,25404 \text{ kN} \approx 160 \text{ N}$$

c) Výpočet ekvivalentního zatížení

- ekvivalentní zatížení zatížené řady kuliček:

$$P_{1B\ ax} = \mathcal{R}_{Bxv1P} \cdot K_A + \mathcal{T}_{am} = 153,15 \cdot 1,15 + 160 = 162,312 \text{ N}$$

- ekvivalentní zatížení nezatížené řady kuliček:

$$P_{2B\ ax} = \mathcal{T}_{am} = 160 \text{ N}$$

d) Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF

- minimální požadovaná kinematická viskozita maziva při dané provozní teplotě:

$$\nu_{-3\ ax} = 1 \text{ mm}^2 / \text{s}$$

platí pro střední průměr ložiska $d_{mB\ ax} = \frac{D_{B\ ax} + l_{B\ ax}}{2} = \frac{35 + 15}{2} = 50\text{ mm}$ a otáčky

$n_1 = 455\text{ min}^{-1}$ (dle katalogu SKF, str. 60, diagram 5)

- skutečná kinematická viskozita voleného mazacího tuku při dané provozní teplotě 100°C :

$$\nu_{k100} = 10\text{ mm}^2/\text{s}$$

(dle katalogu SKF, str. 61, diagram 6)

- viskozitní poměr:

$$\kappa_{ax} = \frac{\nu_{k100}}{\nu_{3\ ax}} = \frac{30}{11} = 2,73$$

- součinitel znečištění tuku:

$$\eta_{uk} = 1,6$$

pro nízké znečištění (pro ložiska zakrytá a namazaná na celou dobu trvanlivosti, dle katalogu SKF, str. 62, tabulka 4)

- součinitel teorie trvanlivosti podle SKF při ekvivalentním zatížení P_{1B} :

$$\eta_{uk} \cdot \frac{P_{uB\ ax}}{P_{1B\ ax}} = 1,6 \cdot \frac{5\ 600}{6\ 623,12} = 1,51 \Rightarrow a_{SKF\ 1B\ ax} = 4$$

- součinitel teorie trvanlivosti podle SKF při ekvivalentním zatížení P_{1B} :

$$\eta_{uk} \cdot \frac{P_{uB\ ax}}{P_{2B\ ax}} = 1,6 \cdot \frac{5\ 600}{260} = 2,92 \Rightarrow a_{SKF\ 2B\ ax} = 10$$

(dle katalogu SKF, str. 54, diagram 1)

e) Životnost ložiska pro jednotlivá zatížení

- životnost ložiska při ekvivalentním zatížení $P_{1B\ ax}$:

$$L_{10nm1B\ ax} = t_1 \cdot a_{SKF\ 1B\ ax} \cdot \left(\frac{C_{B\ ax}}{P_{1B\ ax}} \right)^3 = 14 \cdot \left(\frac{76100}{6\ 623,12} \right)^3 = 1\ 237\ 047 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

- životnost ložiska při ekvivalentním zatížení $P_{2B\ ax}$:

$$L_{10nm2B\ ax} = t_1 \cdot a_{SKF\ 2B\ ax} \cdot \left(\frac{C_{B\ ax}}{P_{2B\ ax}} \right)^3 = 50 \cdot \left(\frac{76100}{260} \right)^3 = 253\ 729\ 748 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

f) Ekvivalentní životnost ložiska

$$L_{10nmhB\ ax} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10nm1B\ ax}} + \frac{U_2}{L_{10nm2B\ ax}}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \frac{1}{\frac{0,5}{1\ 237\ 047} + \frac{0,5}{253\ 729\ 748}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 455} = 186\ 522\text{ h}$$

- ložisko vyhovuje

Výpočet životnosti ložiska v podpoře C

a) Parametry zvoleného ložiska

Tab. 3/příloha 4 Parametry zvoleného ložiska v podpoře C

Označení		6015 EXPLORER
Výrobce		SKF
Velký průměr ložiska	D_C	115 mm
Malý průměr ložiska	d_C	75 mm
Šířka ložiska	B_C	20 mm
Dynamická únosnost	C_C	41,6 kN
Statická únosnost	C_{0C}	33,5 kN
Mezní únavové zatížení	P_{uC}	1,43 kN
Výpočtový součinitel	k_{rC}	0,025
Výpočtový součinitel	f_{oC}	16

b) Výpočet ekvivalentního zatížení:

- výsledné radiální zatížení v podpoře C při pravém směru otáčení:

$$R_{vrCP} = \sqrt{(R_{CyzP} \cdot K_A)^2 + (R_{CyxP} \cdot K_A)^2} = \sqrt{(2\,659,66 \cdot 1,15)^2 + (3\,891,45 \cdot 1,15)^2} = 4\,420,54 N$$

- výsledné radiální zatížení v podpoře C při levém směru otáčení:

$$R_{vrCL} = \sqrt{(R_{CyzL} \cdot K_A)^2 + (R_{CyxL} \cdot K_A)^2} = \sqrt{(1\,513,29 \cdot 1,15)^2 + (3\,891,45 \cdot 1,15)^2} = 4\,180,64 N$$

- ekvivalentní zatížení v podpoře C při pravém směru otáčení:

$$P_{1C} = R_{vrCP} = 4\,420,54 N$$

- ekvivalentní zatížení v podpoře C při levém směru otáčení:

$$P_{2C} = R_{vrCL} = 4\,180,64 N$$

c) Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF

- minimální požadovaná kinematická viskozita maziva při dané provozní teplotě:

$$\nu_{\text{min}} = 140 \text{ mm}^2 / \text{s}$$

platí pro střední průměr ložiska $d_{mC} = \frac{D_C + d_C}{2} = \frac{115 + 75}{2} = 95 \text{ mm}$ a otáčky

$n_2 = 16,375 \text{ min}^{-1}$ (dle katalogu SKF, str. 60, diagram 5)

- viskozitní poměr:

$$\kappa = \frac{\nu_{\text{rej100}}}{\nu_{\text{min}}} = \frac{30}{240} = 0,125$$

- součinitel teorie trvanlivosti podle SKF při ekvivalentním zatížení P_{1C} :

$$\eta_{\text{nej}} \cdot \frac{P_{uC}}{P_{1C}} = 1,2 \cdot \frac{1430}{5420,54} = 1,053 \Rightarrow a_{SKF1C} = 1,105$$

- součinitel teorie trvanlivosti podle SKF při ekvivalentním zatížení P_{2C} :

$$\eta_{\text{nej}} \cdot \frac{P_{uC}}{P_{2C}} = 1,2 \cdot \frac{1430}{4801,64} = 1,060 \Rightarrow a_{SKF2C} = 1,11$$

(dle katalogu SKF, str. 54, diagram 1)

d) Životnost ložisek pro jednotlivá zatížení

- životnost ložiska při ekvivalentním zatížení P_{1A} :

$$L_{10nm1C} = t_1 \cdot a_{SKF1C} \cdot \left(\frac{C_C}{P_{1C}} \right)^{\epsilon} = 1,105 \cdot \left(\frac{41600}{5420,54} \right)^{\epsilon} = 17,462 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

- životnost ložiska při ekvivalentním zatížení P_{2A} :

$$L_{10nm2C} = t_1 \cdot a_{SKF2C} \cdot \left(\frac{C_C}{P_{2C}} \right)^{\epsilon} = 1,11 \cdot \left(\frac{41600}{4801,64} \right)^{\epsilon} = 15,23 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

e) Ekvivalentní životnost ložisek

$$L_{10nmhC} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10nm1C}} + \frac{U_2}{L_{10nm2C}}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \frac{1}{\frac{0,5}{17,462} + \frac{0,5}{15,23}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 36,375} = 16144h$$

- ložisko vyhovuje

Výpočet životnosti ložiska v podpoře D

a) Parametry zvoleného ložiska

Tab. 4/příloha 4 Parametry zvoleného ložiska v podpoře D

Označení		6012 EXPLORER
Výrobce		SKF
Velký průměr ložiska	D_D	95 mm
Malý průměr ložiska	D_D	60 mm
Šířka ložiska	B_D	18 mm
Dynamická únosnost	C_D	30,7 kN
Statická únosnost	C_{oD}	23,2 kN
Mezní únavové zatížení	P_{uD}	0,98 kN
Výpočtový součinitel	k_{rD}	0,025
Výpočtový součinitel	f_{oD}	16

b) Výpočet ekvivalentního zatížení:

- výsledné radiální zatížení v podpoře D při pravém směru otáčení:

$$R_{vrDP} = \sqrt{(R_{DyZP} \cdot K_A)^2 + (R_{DyXP} \cdot K_A)^2} = \sqrt{(433,60 \cdot 1,15)^2 + (1\,641,70 \cdot 1,15)^2} = 952,69 N$$

- výsledné radiální zatížení v podpoře D při levém směru otáčení:

$$R_{vrDL} = \sqrt{(R_{DyZL} \cdot K_A)^2 + (R_{DyXL} \cdot K_A)^2} = \sqrt{(1\,579,99 \cdot 1,15)^2 + (1\,641,70 \cdot 1,15)^2} = 2\,620,27 N$$

- výsledná axiální reakce v podpoře D (shodná pro pravý i levý směr otáčení):

$$R_{vaD} = R_{vaDP} = R_{vaDL} = R_{DyZP} \cdot K_A = R_{DyZL} \cdot K_A = 1\,824,0 \cdot 1,15 = 2\,097,6 N$$

- poměr:

$$m = f_0 \cdot \frac{R_{vaD}}{C_0} = 6 \cdot \frac{2\,097,6}{23\,200} = 0,621$$

- výpočet hodnoty e pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární interpolace:

$$m_0 = 1,345 \rightarrow e_0 = 1,22$$

$$m = 0,621 \rightarrow e = ?$$

$$m_1 = 1,689 \rightarrow e_1 = 1,26$$

$$e = e_0 + (m - m_0) \cdot \frac{e_1 - e_0}{m_1 - m_0} = 1,22 + (0,621 - 1,345) \cdot \frac{1,26 - 1,22}{(1,689 - 1,345)} = 1,252$$

- výpočet hodnoty Y pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární aproximace:

$$m_0 = 1,345 \rightarrow Y_0 = 1,99$$

$$m = 0,621 \rightarrow Y = ?$$

$$m_1 = 1,689 \rightarrow Y_1 = 1,71$$

$$Y = Y_0 + (m - m_0) \cdot \frac{Y_1 - Y_0}{m_1 - m_0} = 1,99 + (0,621 - 1,345) \cdot \frac{1,71 - 1,99}{(1,689 - 1,345)} = 1,76$$

- hodnota X (pro všechna ložiska s normální vůlí):

$$X = 1,56$$

- ekvivalentní zatížení v podpoře D při levém směru otáčení:

$$\begin{aligned} \frac{R_{vaDL}}{R_{vrDL}} &= \frac{2\,097,6}{2\,620,27} = 0,799 > 1 \Rightarrow \quad {}_{D1}' = R_{vrDL} \cdot X + R_{vaDL} \cdot Y = \\ &= 2\,620,27 \cdot 1,56 + 2\,097,6 \cdot 1,76 = 6\,050,93 N \end{aligned}$$

- ekvivalentní zatížení v podpoře D při pravém směru otáčení:

$$\begin{aligned} \frac{R_{vaDP}}{R_{vrDP}} &= \frac{2\,097,6}{952,69} = 2,20 > 1 \Rightarrow \quad {}_{2D}' = R_{vrDP} \cdot X + R_{vaDP} \cdot Y = \\ &= 952,69 \cdot 1,56 + 2\,097,6 \cdot 1,76 = 5\,677,08 N \end{aligned}$$

c) Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF

- minimální požadovaná kinematičká viskozita maziva při dané provozní teplotě:

$$\nu_{\text{min}} = 180 \text{ mm}^2/\text{s}$$

platí pro střední průměr ložiska $d_{mD} = \frac{D_D + d_D}{2} = \frac{95 + 60}{2} = 77,5 \text{ mm}$ a otáčky

$n_2 = 16,375 \text{ min}^{-1}$ (dle katalogu SKF, str. 60, diagram 5)

- viskozni poměr:

$$\kappa = \frac{\nu_{\text{min}}}{\nu_{\text{oper}}} = \frac{180}{280} = 0,643$$

- součinitel teorie trvanlivosti podle SKF při ekvivalentním zatížení P_{1D} :

$$\eta_{\text{rel}} \cdot \frac{P_{uD}}{P_{1D}} = 0,2 \cdot \frac{980}{3050,93} = 0,064 \Rightarrow a_{SKF1D} = 0,1$$

- součinitel teorie trvanlivosti podle SKF při ekvivalentním zatížení P_{2D} :

$$\eta_{\text{rel}} \cdot \frac{P_{uD}}{P_{2D}} = 0,2 \cdot \frac{980}{2667,08} = 0,073 \Rightarrow a_{SKF2D} = 0,1$$

(dle katalogu SKF, str. 54, diagram 1)

d) Životnost ložisek pro jednotlivá zatížení

- životnost ložiska při ekvivalentním zatížení P_{1D} :

$$L_{10nm1D} = \iota_1 \cdot a_{SKF1D} \cdot \left(\frac{C_D}{P_{1D}} \right)^{\epsilon} = 0,1 \cdot \left(\frac{30700}{3050,93} \right)^{\epsilon} = 0,1887 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

- životnost ložiska při ekvivalentním zatížení P_{2D} :

$$L_{10nm2D} = \iota_1 \cdot a_{SKF2D} \cdot \left(\frac{C_D}{P_{2D}} \right)^{\epsilon} = 0,1 \cdot \left(\frac{30700}{2667,08} \right)^{\epsilon} = 0,5081 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

e) Ekvivalentní životnost ložisek

$$L_{10nmhD} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10nm1D}} + \frac{U_2}{L_{10nm2D}}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \frac{1}{\frac{0,5}{0,1887} + \frac{0,5}{0,5081}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 16,375} = 5,721 \text{ h}$$

- ložisko vyhovuje